ACADEMIA REPUBLICII POPULARE ROMÎNE
INSTITUTUL DE ENERGETICĂ

F
2701/B

STUDII ŞI CERCETĂRI DE ENERGETICĂ

Seria B

TERMOENERGETICĂ ŞI UTILIZAREA ENERGETICĂ A COMBUSTIBILILOR

Tomul XII, nr 1, 1962 Apare de 4 ori pe an

BUDAPESTI MŰSZAKI EGYETEM KÖZPONTI KÖNYVTÁRA 1848

COMITETUL DE REDACŢIE

Acad. I. S. GHEORGHIU;
R. RĂDULEŢ, membru corespondent al Academiei R.P.R. — *redactor responsabil*;
M. BERCOVICI, membru corespondent al Academiei R.P.R.;
C. DINCULESCU, membru corespondent al Academiei R.P.R.;
C. APETREI — *redactor responsabil adjunct*;
A. C. VASILESCU — *secretar ştiinţific*;
G. BĂRĂNESCU;
I. BLUM;
T. IONESCU;
V. PIMSNER;
L. STOICESCU.

Redacţia BUCUREŞTI, Şoseaua Vitan nr. 236

1989

Începînd cu tomul XII (1962), revista „Studii și cercetări de energetică" apare la fiecare număr sub forma a două fascicule: seria A — Energetică generală și electroenergetică; *seria B* — Termoenergetică și utilizarea energetică a combustibililor, *destinate cititorilor interesați în domeniile respective ale energeticii.*

581/1964

DIN REALIZĂRILE INSTITUTULUI DE ENERGETICĂ AL ACADEMIEI R.P.R. ÎN ANUL 1961 ŞI SARCINILE CE ÎI REVIN PENTRU ANUL 1962

Directivele Congresului al III-lea al P.M.R. cu privire la planul de dezvoltare a economiei naţionale pe anii 1960—1965 şi schiţa planului de perspectivă pe 15 ani constituie un element fundamental în orientarea activităţii creatoare a întregului nostru popor în opera de desăvîrşire a construirii socialismului în ţara noastră.

Studiind cu atenţie acest însemnat document de partid, institutele de cercetări ştiinţifice găsesc trasate principalele sarcini pe care sînt chemate să le rezolve în strînsă legătură cu dezvoltarea economiei naţionale. Astfel, pentru institutele de cercetare din domeniul ştiinţelor tehnice se prevăd drept sarcini concrete elaborarea de studii în legătură cu valorificarea complexă a resurselor energetice şi a substanţelor minerale, fabricarea cocsului din cărbuni energetici, realizarea de instalaţii de ardere a lignitilor, modernizarea proceselor tehnologice, perfecţionarea maşinilor fabricate în ţară, introducerea şi extinderea automatizării industriale.

Un îndreptar preţios pentru orientarea tematicii de perspectivă a cercetărilor de specialitate din ţara noastră îl constituie de asemenea rezultatele şi preocupările ştiinţei sovietice în lumina importantelor documente adoptate la Congresul al XXII-lea al P.C.U.S.

În domeniul energeticii, sarcini de mare însemnătate revin cercetării teoretice în domeniile care determină progresul tehnic, cum sînt : electrificarea întregii ţări, mecanizarea complexă şi automatizarea producţiei, chimizarea celor mai importante ramuri ale economiei, folosirea în producţie a energiei atomice. Se impune necesitatea rezolvării, în primul rînd, a unor probleme ca : elaborarea balanţei energetice şi de combustibil a ţării, studierea căilor de valorificare optimă a resurselor naturale de energie, stabilirea bazelor ştiinţifice ale sistemului energetic unic, descoperirea de noi surse de energie şi metode de transformare directă a energiei termică, nucleară, chimică şi solară în energie electrică, dirijarea reacţiilor termonucleare etc. Un rol important revine cercetărilor care stau la baza

realizării unor noi mașini și sisteme automate, precum și a perfecționării mașinilor de calcul, de comandă și informații.

Înarmat cu toate aceste prețioase indicații, Institutul de energetică a căutat să-și axeze eforturile de cercetare pe principalele probleme energetice ridicate de dezvoltarea economiei noastre naționale. Acest fapt se oglindește atît în rezultatele obținute în urma studiilor efectuate în anul 1961 cît și în tematica planului său de activitate științifică pe anul 1962. Probleme ca : bilanțul energetic, valorificarea complexă a resurselor energetice, fabricarea cocsului metalurgic din cărbuni energetici, stabilirea bazelor științifice pentru studiul funcționării și dezvoltării în perspectivă a sistemelor energetice, realizarea de instalații pentru arderea ligniților etc. au constituit și vor constitui în continuare obiective de prim ordin al activității științifice a institutului.

O caracteristică importantă a muncii de cercetare din anul 1961 a constituit-o faptul că un număr însemnat de teme — mai ales de termoenergetică — s-au încheiat cu lucrări aplicate imediat sau în curs de aplicare în practică și menite să contribuie în mod substanțial la rezolvarea unora din aceste probleme.

În cadrul preocupărilor privind arderea ligniților, s-au pus la dispoziția Ministerului Metalurgiei și Construcțiilor de Mașini protocoalele cuprinzînd studiul și tema de proiectare a grătarului pentru cazane de 6,5 tone abur pe oră, respectiv a morii ventilator pentru cazane de 50 tone abur pe oră, ambele pe ligniți, agregate aflate în curs de execuție.

Realizarea acestor agregate destinate arderii ligniților în unități de puteri medii încheie cu succes una din principalele etape ale cercetărilor institutului în legătură cu această problemă. În 1961 s-au inițiat, iar în 1962 se vor continua studiile privind intensificarea arderii ligniților în vederea utilizării lor în instalații energetice mari și foarte mari (focare ciclon și alte tipuri de focare cu evacuare lichidă a zgurii) trecînd la realizarea unui focar ciclon experimental.

Unele din cercetările privind arderea combustibililor lichizi și gazoși, domeniu abordat de curînd în institutul nostru, au ajuns de asemenea la faza de aplicație pilot sau industrială. Astfel, s-a conceput și beneficiarul a executat un arzător de mare debit combinat pentru păcură și gaz metan adaptat nevoilor rafinăriilor de petrol care duce la însemnate economii de combustibil și permite organizarea recuperării căldurii din gazele de ardere ; în 1962 el urmează să fie experimentat în fază industrială. Pe aceeași linie, s-a studiat un arzător original cu calități tehnico- economice deosebite destinat focarelor tunel cu debite de 1 —2 milioane calorii pe oră în vederea echipării cazanelor Vuia de încălziri centrale precum și a celor industriale cu tub de flacără.

Pentru a sprijini creșterea performanțelor realizate de motoarele cu ardere internă fabricate în țară, Institutul de energetică a preconizat și uzina beneficiară a realizat transformarea distribuitorului de aprindere 4 D6, ceea ce a condus la mărirea economicității motorului SR 101 la sarcini parțiale. De asemenea, s-au supus unor încercări complexe pompele de injecție fabricate de Uzinele „I. C. Frimu", ceea ce a contribuit la ridicarea calității acestora. Institutul de energetică va continua să ajute și în

1962 tînăra noastră industrie constructoare de motoare aflată în plină dezvoltare.

Cercetările privind lărgirea bazei de materii prime pentru fabricarea cocsului metalurgic, vor intra în 1962, în fază semiindustrială, trecîndu-se la încercare în furnal a cocsului obținut. Se vor duce de asemenea — pe baza rezultatelor obținute în fază laborator și pilot — experimentări semiindustriale pentru reducerea, cu agent oxidant, a conținutului de sulf din cocsul metalurgic.

Un mare număr din lucrările de termoenergetică efectuate în 1961 în Institutul de energetică conțin rezultate originale, contribuind la dezvoltarea teoriei, în domeniile respective. Astfel, cercetîndu-se stabilitatea flacărilor deschise la ieșirea din tuburi sau ajutaje, în condiții de turbulență naturală, s-a determinat influența diametrului tubului și mărimii turbulenței asupra returului și ruperii flăcării. În 1962, studiile vor fi adîncite prin măsurători pe cale electronică.

De asemenea, au putut fi trase o serie de concluzii interesante cu privire la posibilitatea intensificării arderii combustibililor gazoși, studiindu-se influența turbionării jetului asupra caracteristicii flăcării libere.

Menționăm progresele realizate în cunoașterea mai intimă a proceselor de ardere din mașinile termice cu piston, îndeosebi fenomenele de curgere dintre cele două părți ale camerelor de ardere ale motoarelor Diesel, precum și perioada de întîrziere la autoaprindere în condițiile create de existența unei turbulențe nedirijate. În acest domeniu de cercetare s-a accentuat utilizarea mijloacelor moderne de investigație ca : tehnica izotopilor radioactivi și aparatura electronică, precum și a auxiliarelor moderne de calcul ; mașina analogică realizată de Institutul de energetică a fost folosită de pildă, la studiul procesului de injecție. În 1962 studierea proceselor energetice din mașinile termice va îmbrățișa atît fenomenele de supraalimentare ale motoarelor Diesel cît și mașinile termice rotative. În legătură cu această ultimă direcție de cercetare, subliniem problema utilizării turbinei de trecere în transportul gazelor naturale și siderurgie.

Dintre lucrările de cercetare efectuate în cursul anului 1961 în domeniul energeticii generale și al electroenergeticii, se remarcă : definitivarea Atlasului resurselor termoenergetice ale R.P.R., lucrare de mare amploare, la care au colaborat specialiști din diferite departamente ; studii privind întocmirea bilanțurilor energetice generale și metode matematice de optimizare a acestor bilanțuri ; determinarea daunelor datorite întreruperii în alimentarea cu energie electrică a unor consumatori, ca element necesar pentru studiul optimizării structurii sistemelor electroenergetice ; studiul fenomenelor tranzitorii la reglajul tensiunii și frecvenței în sisteme electroenergetice ; redactarea unei monografii despre parametrii funcționali ai mașinilor sincrone și influența asupra construcției și comportării în sistemul energetic. Pe lîngă lărgirea conținutului cercetărilor pe linia

acelorași preocupări, urmează ca în 1962, să se abordeze problema optimizării structurii și a regimurilor de funcționare a sistemelor energetice, studiul experimental al supratensiunilor ce apar la deconectarea unei linii în gol și studii pentru determinarea variantei tehnico-economice optime în realizarea transformatoarelor și autotransformatoarelor, în legătură cu funcționarea lor în sistemul electroenergetic.

Mergînd mai departe, pe linia trasată de Directivele celui de-al III-lea Congres al P.M.R., Institutul de energetică al Academiei R.P.R. va depune toate eforturile pentru a determina o și mai strînsă legătură a cercetărilor sale cu practica, o mărire a contribuției sale la opera de desăvîrșire a socialismului în patria noastră.

SIMILITUDINEA HIDRODINAMICĂ ȘI TERMICĂ ÎN STUDIUL EXPERIMENTAL AL TURBINELOR CU GAZE

DE

IOAN VLĂDEA

1. GENERALITĂȚI

Un agregat complet de turbină cu gaze proaspete constă astăzi din : *compresor*, *răcitor intermediar*, *preîncălzitor de aer*, *cameră de ardere* și *turbina propriu-zisă*. Atît compresorul, cît și turbina propriu-zisă, pot consta dintr-un singur etaj, sau din mai multe etaje. În cazul cînd compresorul constă din mai multe etaje, între acestea se intercalează răcitoare intermediare, mai ales în cazul agregatelor staționare, unde greutatea joacă un rol subordonat, dar în schimb se pune accent deosebit pe randament. În cazul cînd turbina se execută cu mai multe etaje, se obișnuiește tot pentru motive de randament și de putere totală obținută la axă, să se intercaleze între diferitele etaje camere de ardere suplimentare.

Componentele neapărat necesare unui agregat independent sînt : compresorul, camera de ardere și turbina. Schimbătoarele de căldură reprezintă numai componente auxiliare, necesare pentru a mări randamentul global al agregatului.

Există și agregate care funcționează în mod *dependent* de alte agregate, cărora le lipsesc unele din componentele strict necesare enumerate mai sus, afară bineînțeles de turbina propriu-zisă. În acest caz, gazele necesare comprimate și încălzite sînt livrate turbinei de către o sursă străină (motor cu ardere internă normal, motor cu pistoane libere etc.). Motorul cu pistoane libere utilizat adesea face concomitent serviciul de compresor și de cameră de ardere.

Modul de funcționare al diferitelor componente ale agregatului complet este foarte diferit, ele avînd comun numai debitul masic de fluid care le parcurge. Din punct de vedere funcțional ele se pot împărți în :

— turbomașini termice (compresor și turbină),

— schimbătoare de căldură (răcitoare intermediare și preîncălzitoare de aer cu gaze evacuate),

— producătoare de căldură (camere de ardere).

Pe baza acestei împărțiri funcționale va fi tratată și problema similitudinii, și anume în ordinea parcurgerii de către gaz a diferitelor componente ale agregatului.

Rezolvarea problemei similitudinii este necesară din aceleași motive pentru care ea a fost studiată și în alte domenii ale tehnicii, și anume pentru a putea transpune rezultatele experimentale obținute pe modele asupra execuțiilor principale similare. Încercările pe modele sînt, în general, mult mai puțin costisitoare decît cele la scară mare, așa că numărul lor poate fi suficient de mare, pentru a se ajunge la soluția optimă, fără să se mărească prin aceasta în mod exagerat costul execuției principale.

Studii de similitudine s-au făcut asupra celor mai multe dintre componentele unui agregat de turbină cu gaze, dar nu există încă o metodă de similitudine pentru întreg ansamblul agregatului. Este adevărat că o astfel de metodă este și greu de realizat, deoarece nu toate componentele se pretează la o similitudine completă, ci unele permit numai o similitudine parțială. Se va vedea astfel că în cazul schimbătoarelor de căldură de multe ori nu se poate respecta tocmai asemănarea geometrică, adică una dintre condițiile de bază ale similitudinii complete.

2. COMPRESORUL

În cazul compresoarelor, problema similitudinii hidraulice a fost bine pusă la punct, dar există unele lacune în ceea ce privește similitudinea termică, singura prin care se poate face legătura cu răcitoarele intermediare. Similitudinea hidraulică presupune și similitudine geometrică. Coeficienții de similitudine hidraulică permit să se determine dimensiunile principale ale execuției principale, astfel ca aceasta să funcționeze similar cu modelul experimentat.

În ambele cazuri interesează adesea cunoașterea diametrului exterior al rotorului D [m] și a turației [rot/s]. În acest caz se scriu următorii coeficienți adimensionali de similitudine :

$$\text{— } \textit{coeficientul de debit} \quad \varphi = \frac{c}{u} = \frac{4\,V}{\pi^2 \cdot D^3 \cdot n} = \frac{4\,G}{\rho \cdot \pi^2 \cdot D^3 \cdot n}, \tag{1}$$

$$\text{— } \textit{coeficientul de compresiune} \quad \psi = \frac{2\,Y}{u^2} = \frac{c_Y^2}{u^2} = \frac{2\,Y}{\pi^2 \cdot n^2 \cdot D^2}, \tag{2}$$

$$\text{— } \textit{coeficientul de putere} \quad \lambda = \frac{4\,P}{\rho/2 \cdot \pi^4 \cdot D^5 \cdot n^3} = \frac{P}{\rho \cdot u \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot u^2/2}. \tag{3}$$

Acești coeficienți adimensionali înlocuiesc în literatura modernă vechile criterii dimensionale de comparație, cum sînt *turația* și *debitul specifice*, mărimi utilizate mai ales în cazul mașinilor hidraulice.

În aceste formule s-a notat cu

$c = \frac{4V}{D^2}$ [m/s] — viteza uniformă a debitului V [m³/s] pe întreaga secțiune dată de rotorul cu diametrul exterior D [m],

$u = \pi n \cdot D$ [m/s] — viteza periferică a rotorului,

$Y = \int \frac{dp}{\rho}$ [Nm/kg = m²/s²] — lucrul mecanic specific pentru agentul de lucru compresibil. Integrala trebuie definită prin drumul parcurs de fluid.

P [Nm/s = W] — puterea la axă consumată sau produsă de turbomașină, în cazul unei frecări nule în cuzineți,

$c_Y = \sqrt{2Y}$ [m/s] — viteza care s-ar obține la o transformare completă a lucrului mecanic specific în energie cinetică.

Pentru tipizarea turbomașinilor s-au mai exprimat și următorii coeficienți:

— coeficientul de diametru $\delta = D \cdot \sqrt[4]{\frac{2Y}{V^2}} \cdot \sqrt{\frac{\pi}{4}} = \frac{\psi^{1/4}}{\varphi^{1/2}}$, (4)

— coeficient de turație $\sigma = n \cdot \sqrt[4]{\frac{V^2}{(2Y)^3}} \cdot 2\sqrt{\pi} = \frac{\varphi^{1/2}}{\psi^{1/4}}$. (5)

Din cauza compresibilității agentului de lucru, este necesar să se considere în cazul turbomașinilor termice și variația de temperatură, care se poate exprima prin raportul

$$\theta = \frac{T_2}{T_1} = 1 + \frac{(\varkappa - 1) \cdot Y}{R \cdot T_1} = 1 + (\varkappa - 1) \cdot \frac{\psi \cdot \pi^2 \cdot n^2 \cdot D^2}{2R \cdot T_1} = 1 + (\varkappa - 1) \cdot \frac{\psi}{\varphi} \cdot \frac{2G \cdot n}{p_1 \cdot D}, \quad (6)$$

unde p_1 [bari] este presiunea inițială a agentului de lucru,
G [kg/s] — debitul masic,
T_1 [°K] — temperatura inițială a agentului de lucru,
T_2 [°K] — temperatura finală obținută prin compresiune.

Coeficienții dați de formulele (1), (2), (3), (4) și (5) sînt comuni cu cei ai pompelor hidraulice, unde însă $Y = g \cdot H$, din cauza incompresibilității agentului de lucru.

3. RĂCITORUL INTERMEDIAR

Drept mărimi fundamentale ale schimbătoarelor de căldură în general pot fi considerate: *căldura schimbată* de cele două fluide și *suprafețele de contact* dintre fluide. În cazul răcitorului intermediar, unde unul dintre agenții de lucru este de obicei apa de răcire a cărei evoluție ulterioară este puțin interesantă pentru agregat, se poate scrie

$$Q = G \cdot c_{pm} \cdot (T_2 - T_1) = S \cdot k \cdot \Delta T_m, \quad (7)$$

unde : S [m²] — suprafața de contact dintre cele două fluide,
k [W/m² · °K] — coeficientul de trecere a căldurii între cele două fluide,
ΔT_m [°K] — diferența medie de temperatură dintre cele două fluide,
G [kg/s] — debitul masic de fluid răcit (aer),
c_{pm} [kJ/kg.°K] — căldura specifică medie a aerului între temperaturile T_1 și T_2,
T_1 și T_2 [°K] — temperatura de ieșire, resp. de intrare a fluidului (aerului) în și din răcitor.

Coeficientul de trecere a căldurii se poate scrie sub forma :

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}. \tag{8}$$

În cazul particular al răcitoarelor intermediare se poate admite că $1/\alpha_2$ și δ/λ sînt mult mai mici decît $1/\alpha_1$, astfel încît se poate scrie

$$k \cong \alpha_1, \tag{9}$$

care reprezintă coeficientul de transmitere a căldurii de la aer la peretele despărțitor al răcitorului. Se mai poate scrie însă și

$$\alpha_1 = c \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot (\mathcal{R}_e \cdot \mathcal{P}_r)^m \quad [\text{kJ/m}^2 \cdot \text{s} \cdot {}^\circ\text{K}], \tag{10}$$

unde c este un coeficient adimensional al formulei, iar d [m] o lungime caracteristică a suprafeței S (de exemplu diametrul tuburilor răcitorului).

Se poate scrie, prin urmare

$$S = \frac{G \cdot c_{pm} \cdot (T_2 - T_1)}{c \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot (\mathcal{R}_e \cdot \mathcal{P}_r)^m \cdot \Delta T_m} \quad [\text{m}^2]. \tag{11}$$

Dacă se raportează această suprafață la secțiunea s de curgere a aerului prin răcitor, se poate scrie coeficientul adimensional de similitudine

$$\Omega = \frac{S}{s} = \frac{G \cdot d \cdot c_{pm} (T_2 - T_1)}{s \cdot c \cdot \lambda \cdot (\mathcal{R}_e \cdot \mathcal{P}_r)^m \cdot \Delta T_m}. \tag{12}$$

Din relația (6) se poate însă scrie

$$T_2 - T_1 = T_1 \cdot (\theta - 1) = T_1 \cdot (\varkappa - 1) \cdot \frac{\psi}{\varphi} \cdot \frac{2G \cdot n}{p_1 \cdot D},$$

deci

$$\Omega = \frac{2G^2 \cdot T_1 \cdot n \cdot d \cdot c_{pm} \cdot (\varkappa - 1)}{s \cdot c \cdot \lambda \cdot (\mathcal{R}_e \cdot \mathcal{P}_r)^m \cdot \Delta T_m \cdot p_1 \cdot D} \cdot \frac{\psi}{\varphi}. \tag{13}$$

Dacă w [m/s] este viteza de trecere a aerului prin secțiunea s, se poate scrie $s = G/\rho \cdot w$, deci

$$\Omega = \frac{\psi}{\varphi} \cdot \frac{2G \cdot T_1 \cdot n \cdot d \cdot c_{pm} \cdot \rho \cdot w \cdot (\varkappa - 1)}{D \cdot p_1 \cdot c \cdot \lambda \cdot (\mathfrak{R}_e \cdot \mathfrak{Q}_r)^m \cdot \Delta T_m}. \tag{14}$$

În formula (14) intră, pe lîngă caracteristicile aerului și caracteristici ale compresorului care *precedează* răcitorul intermediar.

După cum se va vedea și la preîncălzitorul de aer, similitudinea geometrică nu este posibil de realizat aproape în toate cazurile practice.

4. PREÎNCĂLZITOR DE AER

Acest preîncălzitor se succede după ultimul etaj al compresorului. Prin el circulă de-o parte aerul comprimat, iar de cealaltă gazele de ardere destinse și evacuate din turbină. Se poate deci scrie acum

$$Q = G_1 \cdot c_{pm1} \cdot (T_4 - T_3) = G_2 \cdot c_{pm2} \cdot (T_6 - T_7) = s \cdot k \cdot \Delta T_m, \tag{15}$$

unde : G_1 [kg/s] — debitul de aer care trece prin preîncălzitor,
c_{pm1} [kJ/kg.°K] — căldura specifică a aerului,
T_4 și T_3 [°K] — temperaturile aerului la ieșirea, respectiv intrarea în și din preîncălzitor,
G_2 [kg/s] — debitul de gaze de ardere care trece prin preîncălzitor,
c_{pm2} [kJ/kg.°K] — căldura specifică a gazelor evacuate între temperaturile T_6 și T_7,
T_6 și T_7 [°K] — temperaturile gazelor la intrarea, respectiv ieșirea în și din preîncălzitor.

Acum însă, α_1 și α_2 din expresia lui k sînt aproximativ egale între ele așa că nu se mai poate neglija decît δ/λ. Se poate însă scrie

$$k \cong \frac{\alpha}{2} = \frac{c \cdot \lambda \cdot (\mathfrak{R}_e \cdot \mathfrak{Q}_r)^m}{2\,d}. \tag{16}$$

Dacă se ia în considerare un preîncălzitor teoretic, se poate scrie $T_4 = T_6$, iar T_3 va fi egală cu temperatura de ieșire a aerului din ultimul etaj al compresorului. Se mai poate scrie apoi și $G_2 = x \cdot G_1$, unde x este foarte apropiat de unitate în cazul combustibilului lichid. Acest coeficient reprezintă creșterea de debit al gazelor de ardere în comparație cu debitul de aer.

Se poate deci scrie

$$\Omega = \frac{2\,c_{pm1} \cdot w_1 \cdot \rho_1 \cdot d_1 \cdot (T_6 - T_3)}{c \cdot \lambda_1 \cdot (\mathfrak{R}_e \cdot \mathfrak{Q}_r)^m \cdot \Delta T_m} = \frac{2\,c_{pm2} \cdot w_2 \cdot \rho_2 \cdot d_2 \cdot (T_6 - T_7)}{c \cdot \lambda_2 \cdot (\mathfrak{R}_e \cdot \mathfrak{Q}_r)^m \cdot \Delta T_m}. \tag{17}$$

În formula (17) se poate introduce, după caz, fie caracteristica turbinei, fie cea a ultimului etaj al compresorului.

După cum s-a mai spus, de cele mai multe ori nu este posibil să se respecte și similitudinea geometrică, mai ales cînd între execuția principală

există un raport mare de scară. Avînd în vedere că execuția principală se confecționează de cele mai multe ori dintr-un număr mare de țevi subțiri, acestea nu se mai pot reduce la o scară prea mare pentru a realiza modelul, deoarece țevile ar deveni mult prea subțiri, uneori chiar imposibil de executat. De altfel și regimul de curgere al celor două fluide prin secțiuni atît de mici va fi aproape totdeauna laminar, ceea ce schimbă fundamental caracterul real al transmiterii de căldură.

5. CAMERA DE ARDERE

Cea mai grea problemă de similitudine o reprezintă problema camerelor de ardere, deoarece aici își fac apariția fenomene greu de stăpînit prin relații matematice, fie și sub forma de ecuații diferențiale. Fenomenele cele mai importante din camera de ardere au caracter: hidro-aerodinamic, chimico-termic și termo-cinetic. Aerul de ardere intră în cameră ca aer primar și aer secundar. El se amestecă cu combustibilul lichid, gazos și mai rar solid, curge în lungul camerei mărindu-și debitul prin adaosul de aer secundar. Amestecul format are o anumită viteză axială și tangențială. Arderea se produce cu o anumită cinetică, a cărei caracteristică depinde de combustibil, de intimitatea amestecului și de finețea pulverii zării combustibilului. O parte din căldura produsă prin ardere se transmite exteriorului prin pereții camerei. În același timp trebuie asigurată și stabilitatea flăcărilor în interiorul camerei de ardere, stabilitate periclitată în special în cazul curentului turbulent, care de fapt se stabilește aproape totdeauna în camera de ardere.

În cele ce urmează se va căuta să se țină seama de toate aceste fenomene, scriind, pe cît este posibil, ecuațiile diferențiale ale fenomenului și cu ajutorul lor stabilind criterii de similitudine.

În primul rînd [3] se va lua în considerare variația energiei chimice E pe lungimea de cameră l. Dacă se consideră că această variație este aceeași în cazul modelului și al execuției principale, se poate scrie

$$\frac{\partial E_1}{\partial l_1} = \frac{\partial E_2}{\partial l_2} . \tag{18}$$

Dacă se scrie că variația în timp a energiei chimice este proporțională cu puterea m a densității gazelor rezultate prin ardere, putere numită exponentul reacției, rezultă

$$\frac{\partial E}{\partial \tau} \sim \rho^m . \tag{19}$$

Aceasta permite să se scrie în loc de relația (18)

$$\frac{\rho_1^m \cdot D_1}{w_1} = \frac{\rho_2^m \cdot D_2}{w_2}, \tag{20}$$

unde w [m/s] este viteza curentului de gaze prin camera de ardere, iar D o secțiune. Cum densitatea este direct proporțională cu presiunea, se poate scrie și

$$\frac{p_1^m \cdot D_1}{w_1} = \frac{p_2^m \cdot D_2}{w_2}. \tag{20a}$$

Ecuația de continuitate a curentului se poate scrie sub forma

$$p_1 \cdot w_1 \cdot D_1 = p_2 \cdot w_2 \cdot D_2. \tag{21}$$

Din relațiile (20a) și (21) rezultă imediat

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^{\frac{2}{m+1}} = k^{\frac{2}{m+1}} \tag{22}$$

și

$$\frac{w_2}{w_1} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^{\frac{m-1}{m+1}} = k^{\frac{m-1}{m+1}}. \tag{23}$$

În aceste relații s-a presupus că densitatea gazelor depinde numai de presiune, ceea ce presupune implicit o variație absolut identică a temperaturilor în punctele corespunzătoare ale celor două camere de ardere considerate. Din aceste relații se vede că presiunile și vitezele din cele două camere de ardere trebuie să se afle într-un anumit raport față de secțiunile camerelor de ardere luate ca termen de comparație (D_1 și D_2).

Fenomenul de transmitere a căldurii spre exterior prin pereții camerei de ardere joacă un rol subordonat, deoarece în mod constructiv se iau măsuri pentru a reduce la minim căldura transmisă în acest mod. Această căldură se poate exprima prin relația

$$dQ = \alpha \cdot (T_g - T_p) \cdot dS, \tag{24}$$

unde T_g este temperatura gazelor de ardere în punctul considerat, iar T_p — temperatura peretelui la interior, S este suprafața prin care se face schimbul de căldură cu exteriorul.

Masa de fluid care trece prin secțiunea s a camerei de ardere perpendiculară pe direcția curentului, se poate scrie sub forma

$$M = w \cdot \rho \cdot s. \tag{25}$$

În același timp, se poate scrie și

$$\mathcal{N}u = c \cdot \mathcal{R}e^z \tag{26}$$

așa că se obține

$$\frac{dQ}{M} = c \cdot \frac{\lambda}{\eta} \cdot \mathcal{R}e^{z-1} \cdot (T_g - T_p) \cdot \frac{dS}{s}.$$

Cum însă

$$dQ = M \cdot c_p \cdot dT,$$

rezultă că se poate scrie pentru variația de temperatură în lungul camerei datorită transmiterii de căldură prin convecție spre exterior

$$dT = c \cdot \frac{\mathcal{R}e^{z-1}}{\mathcal{Q}_r} \cdot (T_g - T_p) \cdot \frac{dS}{s}, \tag{27}$$

care se poate transforma în criteriu de similitudine prin scrierea raportului

$$\theta = \frac{dT}{T_g - T_p} = c \cdot \frac{\mathcal{R}e^{z-1}}{\mathcal{Q}_r} \cdot \frac{dS}{s}. \tag{28}$$

Stabilitatea flăcărilor [4] se poate realiza prin dispunerea în camera de ardere a unor deflectoare încă înainte ca arderea să fi ajuns la maximul său de intensitate, sau printr-o construcție specială a camerei de ardere. Această stabilitate are influență asupra randamentului arderii, care se poate scrie sub forma

$$\eta = \frac{T_5 - T_4}{T_{5t} - T_4} \tag{29}$$

unde semnificația notațiilor este cea de mai înainte, iar T_{5t} este temperatura teoretică de ardere, atunci cînd întreg combustibilul a ars. Expresia (29) se poate pune și sub forma unei funcțiuni de o mărime adimensională

$$\eta = f(L),$$

unde

$$L = \frac{M \cdot c_p \cdot (T_{5t} - T_4)}{q_{\max}}. \tag{30}$$

În această formulă: M este debitul masic de gaze, $q_{\max}$ — căldura maximă produsă în unitatea de volum și de timp în camera de ardere, V — volumul de reacție. Valoarea lui L, precum și a funcției f depine de forma camerei de ardere.

6. TURBINA PROPRIU-ZISĂ

În cazul turbinelor se definesc de obicei următorii coeficienți de similitudine hidraulică:

— coeficientul de debit

$$\varepsilon = \frac{c}{c_Y} = \frac{4\,G}{\pi \cdot \rho \cdot D^2 \sqrt{2\,Y}}, \tag{31}$$

— coeficientul de turație

$$\vartheta = \frac{u}{c_Y} = \frac{\cdot D}{\sqrt{2\,Y}} = \psi^{-1/2}, \tag{32}$$

— coeficientul de putere

$$\tau = \frac{4\,P}{\rho/2 \cdot (2\,Y)^{3/2} \cdot \pi \cdot D^2}. \tag{33}$$

Coeficientul de debit este de fapt numai o altă exprimare a coeficientului φ. În cazul turbinelor, mărimile cele mai importante sînt *diametrul* și *lucrul mecanic specific*. Coeficienții de tipizare exprimați prin formulele (4) și (5) rămîn valabili și în acest caz.

Similitudinea termică permite să se scrie și acum

$$\theta = \frac{T_6}{T_5} = 1 - (\varkappa - 1) \cdot \frac{Y}{R \cdot T_5}. \tag{34}$$

★

În acest mod s-au stabilit criteriile de similitudine pentru toate componentele unui agregat de turbină cu gaze complet. După cum s-a putut vedea, prin introducerea criteriului de similitudine termic s-a putut epuiza problema pentru turbomașinile termice, pe cînd pentru schimbătoarele de căldură problema nu este complet elucidată, deoarece similitudinea nu este perfectă.

LA SIMILITUDE HYDRODYNAMIQUE ET THERMIQUE DANS L'ÉTUDE EXPÉRIMENTALE DES TURBINES À GAZ

RÉSUMÉ

L'auteur tâche d'appliquer les lois de la similitude mécanique et thermique au cas des turbines à gaz. Il est bien difficile de traiter ces ensembles par une seule méthode de similitude, à cause de leur grande variété dans la manière de fonctionner de leurs composantes. Dans le domaine des turbines, le problème est assez bien mis au point; mais, dans le domaine des chambres de combustion et des échangeurs de chaleur, on en est encore aux premiers pas, d'ailleurs assez timides. Le but de l'auteur est, d'une part, d'apporter une contribution à l'application de la méthode de similitude à l'étude des échangeurs de chaleur et des chambres de combustion et, d'autre part, de tâcher d'appliquer les méthodes, déjà utilisées dans le cas des turbines, aux échangeurs de chaleur et aux chambres de combustion. A ces fins, il emploie les grandeurs communes aux deux systèmes de composantes de l'ensemble, telles que le débit, les pressions, les températures, etc.

BIBLIOGRAFIE

1. B. F. Riss, *Compresoare centrifuge*, Ed. tehnică, București.
2. K. Breh, H. Marcinowski, *Dimensionslose Kennzahlen für Strömungsmaschinen*. B.W.K. **12**, *3* (1960).
3. H. H. Ott, *Modellversuche mit Brennkammern*. B.W.K., 10, *6* (1958).
4. D. B. Spalding, D. Vortmeyer, *Die Stabilität turbulenter Flammen in Brennkammern*. B.W.K., **13**, *6* (1961).
5. N. Gasparovici, *Die Fläche des Wärmetauschers und des Erhitzers bei Gasturbinen*. B.W.K **11**, *3* (1959).
6. H. Kruppe, *Beurteilung von Brennkammern für Gasturbinen mit Hilfe der technischen Arbeitsfähigkeit*. B.W.K., **11**, *3* (1959).

PERSPECTIVELE DEZVOLTĂRII METODELOR DE INTENSIFICARE A PROCESELOR DE ARDERE A COMBUSTIBILILOR

DE

G. F. KNORRE *)

În energetica contemporană tendința de bază în domeniul dezvoltării agregatelor de cazane, constă în mărirea considerabilă a capacității lor. Aceasta se explică prin micșorarea substanțială a costului unei tone de abur produs, ca urmare a micșorării pierderilor totale de căldură, a simplificării exploatării și reducerii personalului de deservire, prin utilizarea unei mecanizări generale a operațiilor de deservire și deplină automatizare a tuturor proceselor ce au loc în aceste instalații.

Prin aceasta, automatizarea complexă se poate extinde asupra întregului sistem cazan-turbină. Însă, mărirea capacității instalațiilor de cazane, în mod mecanic, s-ar putea justifica numai pînă la o anumită limită. În practică, aceasta ar duce la unirea cîtorva cazane sub aceeași zidărie ceea ce, la scara actuală, s-ar traduce prin crearea unor cazane — mastodonți, cu dimensiuni uluitoare atît a acestora, cît și a clădirilor în care trebuie montate.

Proiectarea și construirea instalațiilor de cazane cu un debit de cîteva ori mai mare decît al celor mai mari agregate cunoscute pînă în prezent și eliminarea neajunsurilor arătate mai sus, au impus revederea tuturor metodelor de intensificare a proceselor de ardere și de schimb de căldură utilizate pînă în prezent.

Numai prin trecerea la un studiu nou, superior al intensificării acestor procese s-ar reuși să se rezolve în mod pozitiv problemele care stau în fața tehnicii cazanelor de abur ca:

— asigurarea unei mai mari siguranțe și economicități a funcționării instalațiilor de cazane;
— micșorarea simțitoare a gabaritelor focarelor;
— reducerea suprafețelor de schimb de căldură;
— micșorarea substanțială a consumului de metal.

BUDAPEST MŰSZAKI EGYETEM KÖZPONTI KÖNYVTÁRA 1848

*) Institutul „Baumann", Moscova.

Procesele ce au loc în instalațiile de cazane trebuie împărțite în trei grupe după specificul lor :

1. Procesul de ardere din focar, adică degajarea de căldură, preluată de gazele de ardere și cedată suprafețelor din cazan.

2. Procesul de schimb de căldură prin radiație în prezent organizat cu ajutorul ecranelor fierbătoare așezate pe pereții focarelor.

3. Procesul de schimb de căldură prin convecție, realizat în special prin suprafețele așezate pe drumul al doilea de gaze, în scopul utilizării cît mai eficiente a entalpiei gazelor de ardere, adică în scopul măririi randamentului instalației. Aceste trei procese sînt încă departe de a fi rezolvate atît din punctul de vedere al regimurilor optime cît și din punctul de vedere al raporturilor constructive optime. Primul proces și ultimul chiar, în cele mai moderne instalații de cazane au loc la un nivel scăzut din punctul de vedere al intensificării.

Necesitatea utilizării unor viteze mici ale fluxului de gaze de ardere care spală pachetele de țevi din cazan, mărginește intensificarea schimbului de căldură prin convecție. Cenușa antrenată de gazele de ardere posedă proprietăți abrazive ceea ce are ca urmare o uzură accentuată, deci o micșorare a timpului de funcționare a suprafețelor cazanului.

Aplicarea celor mai simple principii de ardere, cu o organizare aerodinamică a flăcării foarte primitivă, care determină viteza de formare a amestecului combustibil din oxigenul din aer și combustibilul care se gazeifică, limitează ridicarea încărcării termice spațiale a focarului.

De asemenea, folosirea focarelor ecranate constituie o limitare în ceea ce privește folosirea rațională a suprafețelor de schimb de căldură prin radiație, aceasta deoarece o parte însemnată a suprafeței ecranelor este nefolosită.

Răspîndirea cuplării utilizate și astăzi, a suprafețelor de schimb de căldură prin radiație cu un focar cu flacără, duce în mod cert la două rezultate negative : acoperirea suprafețelor ecranelor cu o peliculă de zgură (chiar dacă nu există o zgurificare directă) și de o suprarăcire (destul de des apărută) a zonei finale a flăcării. Primul fenomen conduce la mărirea sensibilă a temperaturii suprafeței ecranelor și deci la o substanțială radiație inversă, ceea ce micșorează în mod considerabil cantitatea de căldură primită de ecrane. Al doilea fenomen în domeniul unei murdării accentuate a gazelor de ardere, conduce la mărirea pierderilor mecanic și chimic incomplete.

În tehnica actuală a instalațiilor de cazane se folosesc destul de des, la același cazan, două tipuri de combustibil, ca de exemplu : păcură și gaz, praf de cărbune și gaz etc. Utilizarea metodelor obișnuite de arderea acestor combustibili aduce un dezavantaj în plus. Flacăra luminoasă a păcurii și a prafului de cărbune se răcește într-un focar ecranat, cu mult mai repede, decît flacăra de gaz, care crează o ridicare bruscă a temperaturii gazelor, la ieșirea din focar. În aceste condiții apar greutăți serioase la reglarea temperaturii de supraîncălzire a aburului. Astfel, perfecționarea continuă a instalațiilor de cazane impune renunțarea la metodele

învechite și aplicarea altor metode noi de ardere. Aceasta necesită o diferențiere mai adîncă a principalelor procese de lucru, în scopul creării unor condiții mai bune în care acestea au loc și reglarea lor în limitele impuse. Drumurile de gaze în care se amplasează atît suprafețele de schimb de căldură prin radiație, cît și cele de schimb de căldură prin convecție, trebuie să fie spălate de gaze de ardere care să nu conțină nici particule de cenușă și nici de combustibil nears.

Aceasta ar apropia simțitor gazele de ardere din punctul de vedere al caracteristicilor lor emitente și ar da posibilitatea utilizării unor viteze mai mari de spălare a suprafețelor de schimb de căldură prin convecție de către gazele de ardere.

Pentru ilustrare, în figura 1, se dau datele firmei Riley, publicate în presă, asupra utilizării focarului turbionar, produs de către această firmă.

Pentru scopurile arătate mai sus, tehnica focarelor trebuie să treacă la metode de ardere a tuturor tipurilor de combustibil în domeniul intensificării acestor procese.

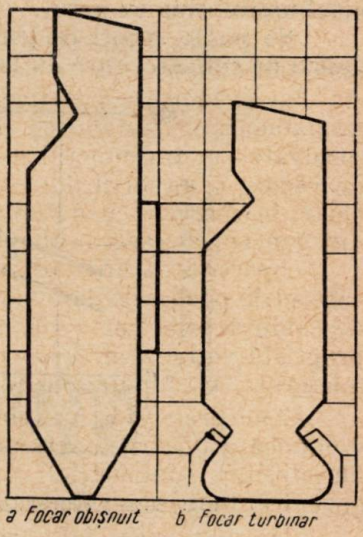


Fig. 1 *a*. — Profilarea focarelor.
a) focar obișnuit; *b*) focar turbionar.

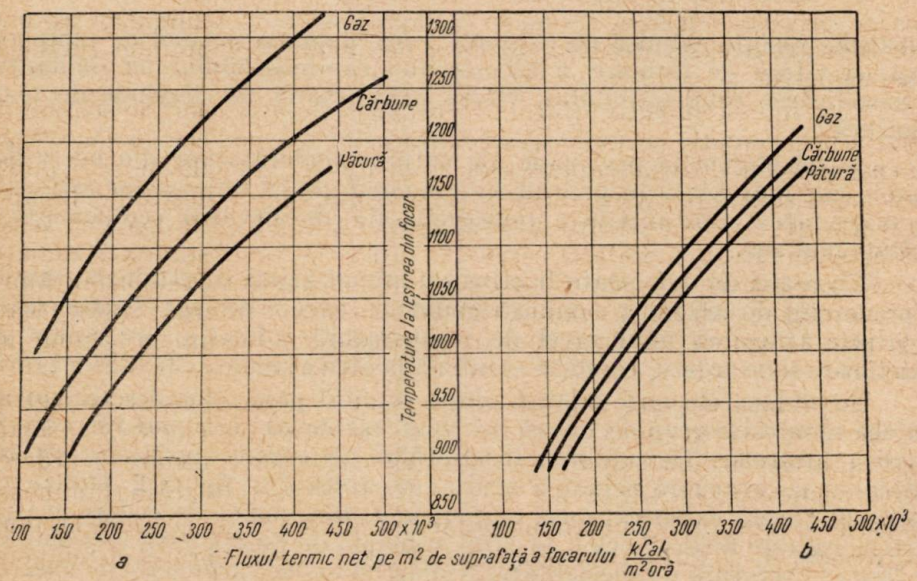


Fig. 1 *b*. — Variația temperaturii gazelor de ardere la ieșirea din focar funcție de fluxul termic net al suprafeței focarului la diverși combustibili.
a) ardere obișnuită; *b*) ardere în focar turbionar.

Focarele de ardere intensificată trebuie să fie scoase în afara spațiului în care se găsesc suprafețele schimbătoare de căldură.

Pentru arderea combustibililor solizi cu multă cenușă, trebuie să se treacă la focare cu evacuarea lichidă a zgurii. Aceste focare trebuie să posede calități mărite în ceea ce privește accelerarea formării amestecului combustibilului cu aerul.

Se poate socoti ca general cunoscut că la nivelele de temperatură destul de ridicate, care au loc în orice focar industrial, frîna inițială nu o

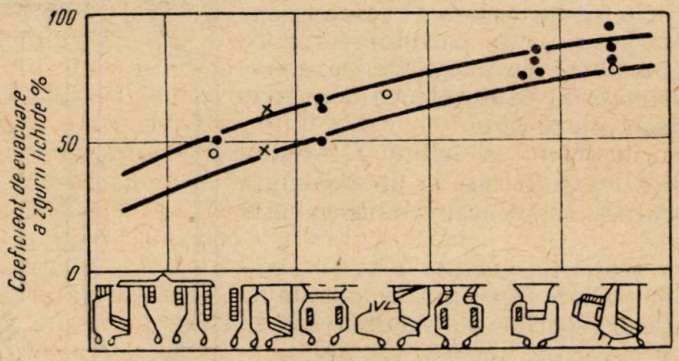


Fig. 2. — Coeficienții de evacuare a zgurii lichide la diverse tipuri de focare.

constituie reacția chimică de oxidare, care depinde sensibil de temperatură, ci viteza de formare a amestecului combustibilului cu oxidantul și gazeificarea combustibilului, viteză care practic nu depinde de temperatură.

Astfel eforturile principale ale tuturor cercetătorilor din acest domeniu sînt îndreptate în prezent în domeniul găsirii mijloacelor raționale de accelerarea substanțială a procesului, de amestecarea componenților arătați mai sus.

Un astfel de țel poate fi atins nu numai printr-o terminare rapidă a procesului de ardere a combustibilului la excese de aer foarte mici, ci și prin atingerea unui nivel de temperatură ridicat a proceselor de gazeificare și de ardere, condiție esențială pentru evacuarea lichidă a zgurii.

Toate focarele, care asigură aceste condiții proceselor descrise, aparțin așa-numitului grup de focare de tipul turbionar cel mai tînăr tip în tehnica focarelor. Dezvoltarea instalațiilor de cazane cu focare de tip turbionar cu evacuare lichidă a zgurii este arătată în figura 2. Dintre ele după cum arată experiența, cel mai eficient din punct de vedere al captării zgurii este focarul ciclon, al cărui principiu de funcționare este descris pe larg în literatura de specialitate. Numai metodele turbionare de arderea combustibilului (combinate cu evacuarea lichidă a zgurii în cazul combustibililor solizi) asigură cele mai bune condiții de intensificarea proceselor de gazeificare și de ardere, obținîndu-se prin aceasta gaze de ardere aproape

complet curățate de praf, chiar în cazul folosirii combustibililor cu un conținut ridicat de cenușă. În prezent, există o serie de diferite focare turbionare, adaptate pentru diferite tipuri de combustibili.

Perspectiva aplicării lor în tehnica nouă a instalațiilor de cazane poate fi determinată numai după acumularea unei experiențe suficiente în exploatare și înlăturarea unor greutăți secundare inerente începutului.

Astfel se tinde ca instalațiile de cazane să aibă o formă nouă.

Se întîlnesc în practică cîteva încercări inovatoare, care prin rezultatele ce le vor da, vor da posibilitatea trecerii la principii mai raționale de construire a agregatelor de cazane.

Instalația de cazane a viitorului se va compune dintr-o instalație de focar de solicitare termică mare, în care practic, se va termina procesul de ardere într-un volum mic, dintr-un grup de schimbători de căldură prin radiație și un altul de schimb de căldură intensificat prin convecție.

Camera de schimb de căldură prin radiație formată din ecrane cu două fețe trebuie să lucreze la un înalt nivel de temperatură al fluxului gazelor de ardere și să înlocuiască camera focar actuală.

În instalațiile de cazane viitoare, asemenea camere focar vor pierde toate funcțiile de focar și vor trece numai la funcții de schimb de căldură, în special prin radiație. Drumul de gaze următor, care va include suprafețele convective va trebui să realizeze un schimb de căldură substanțial mărit prin ridicarea simțitoare a vitezei de spălare a acestora. Trecerea la presiuni mai mari, pe circuitul de gaze va fi îndreptățită deoarece ea va fi consumată în rezistențe utile.

În ceea ce privește instalațiile de cazane de debite mijlocii și mici și ele la rîndul lor se pare că se vor dezvolta în aceleași direcții. Nu trebuie scăpat din vedere, că consumul de metal în energetica mică este condiționat nu numai de gradul lent în care au loc procesele de lucru, ci și de mica lor capacitate.

Instalațiile de cazane de debite mici existente au și alte deficiențe esențiale : pierderi de căldură mărite, lipsa deplină sau parțială de mecanizarea proceselor de deservire, imposibilitatea automatizării lor complete etc. Astfel, acestui domeniu al tehnicii cazanelor de abur, în viitorul apropiat, va trebui să i se acorde o atenție deosebită.

PERSPECTIVES DU DÉVELOPPEMENT DES MÉTHODES D'INTENSIFICATION DES PROCESSUS DE BRÛLEMENT DES COMBUSTIBLES

RÉSUMÉ

L'auteur montre que la tendance fondamentale de l'énergétique contemporaine, dans le domaine du développement des ensembles de chaudières, consiste en l'augmentation considérable de leur capacité. Ceci conduit à une diminution appréciable du coût théorique de vapeur due

à la diminution des pertes de chaleur, à la simplification de l'exploitation, à la réduction du personnel employé, à l'utilisation de la mécanisation et de l'automatisation intégrale des processus.

L'augmentation des ensembles ne saurait dépasser certaines limites, au-delà desquelles les chaudières deviendraient de véritables géants.

La création de ces ensembles impose, pour ces raisons, d'intensifier les processus de combustion et d'échange de chaleur.

L'auteur indique les perspectives de l'introduction dans la technique de foyers tourbillonnaires à évacuation des scories sous forme liquide.

Sont présentés, comparativement, les résultats obtenus dans divers pays, ainsi que les perspectives s'ouvrant à l'application des processus de combustion intensifiée, tout en indiquant les directions de recherches dans le domaine de l'échange de chaleur par radiation et convection dans le cadre de ces ensembles.

INFLUENȚA NUMĂRULUI DE AJUTAJE TANGENȚIALE ASUPRA COEFICIENTULUI DE DEBIT ȘI UNGHIULUI CONULUI DE PULVERIZARE, LA INJECTOARELE CU CAMERE DE TURBIONARE *)

DE

V. V. GHIA, I. SPAHIU și S. MOLFETTA

1. GENERALITĂȚI

Caracteristicile pulverizării combustibilului lichid ars în focare, constituie unul din factorii principali care determină arderea acestuia. În ultimul timp, injectoarele prevăzute cu cameră de turbionare capătă o aplicabilitate tot mai mare, pretîndu-se chiar la arderea păcurilor de calitate inferioară. De asemenea, își găsesc aplicabilitate în pulverizatoarele cu apă pentru refrigerente, scrubere etc.

Printre calitățile acestor injectoare, menționăm costul exploatării mult mai redus, decît la pulverizatoarele cu fluide auxiliare (aer sau abur) sau pulverizatoarele centrifuge care funcționează cu un organ rotativ, care împrăștie lichidul. Mai trebuie remarcat că se realizează o finețe de pulverizare mărită, datorită vîrtejului creat prin intrarea tangențială a lichidului în camera de turbionare.

Mișcarea lichidului în camera de turbionare este complexă. Pentru analiza matematică a fenomenului, s-au făcut o serie de ipoteze simplificatoare, dintre care cea mai importantă este aceea referitoare la faptul că lichidul este considerat ideal.

Cercetările teoretice [1], [2], [3] permit calculul caracteristicilor jetului pulverizat : unghiul conului de pulverizare α, coeficientul de debit ξ și finețea de pulverizare precizată prin diametrul mediu al picăturilor.

S-a stabilit că în interiorul camerei de turbionare în zona axului de simetrie a injectorului, ia naștere un turbion central de aer. Acest fenomen a fost remarcat și prin experimentările efectuate pe modele din plexiglas

*) Lucrarea a fost prezentată în ședința secției de termoenergetică, din 20 decembrie 1961.

[4]. Mărimea turbionului central de aer, depinde în mare măsură de geometria camerei de turbionare și presiunea lichidului injectat. La rîndul său intensitatea turbionului are foarte mare influență asupra caracteristicilor jetului pulverizat.

În literatura de specialitate [1] introducerea influenței geometriei camerei de turbionare asupra coeficientului de debit ξ și asupra unghiului conului de pulverizare α, se face — în general — prin prezentarea relațiilor de calcul al lui ξ și α în funcție de așa-numita caracteristică geometrică a camerei de turbionare (A').

Lucrarea prezentă își propune să arate că — asupra mărimilor ξ și α și repartiției cantitative a lichidului în jetul pulverizat — poate avea o deosebită importanță, numărul de intrări tangențiale a camerei de turbionare.

2. INSTALAȚIA EXPERIMENTALĂ

Pentru studiul influenței numărului de intrări tangențiale asupra caracteristicilor pulverizării menționate anterior, s-a construit în cadrul Institutului de energetică, instalația experimentală a cărei schemă este prezentată în figura 1.

În cazul nostru, fluidul de lucru a fost apa potabilă, avînd temperatura de 20°C.

Circuitul de apă se compune din următoarele elemente:

— un vas de presiune 1 cu volumul de 200 litri care este alimentat cu apă de la rețea printr-o conductă prevăzută cu un robinet;

— de la rezervorul *1* apa circulă spre injector prin conducta *2*, pe care s-a plasat un dispozitiv de măsurat debitul *3*, un robinet *4*, iar

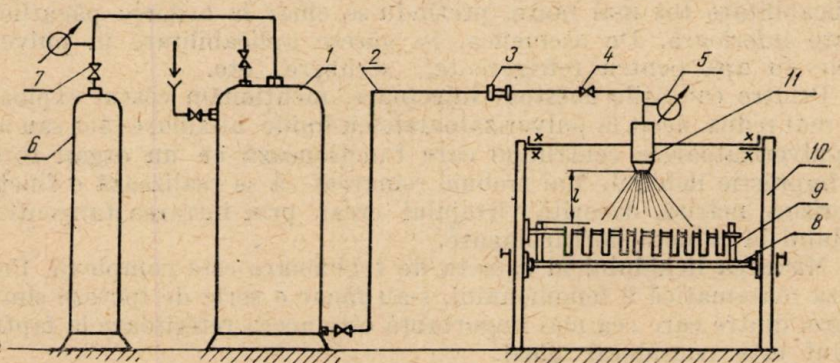


Fig. 1. — Schița instalației experimentale.

pentru măsurarea presiunii de injecție s-a folosit un manometru *5* cu scala 0—16 kgf/cm² pentru presiuni mari și cu scala 0—6,3 kgf/cm² pentru presiuni mai reduse.

Presiunea necesară injecției a fost asigurată cu ajutorul buteliei de aer comprimat *6*, prevăzută cu un regulator de presiune notat cu 7 (fig. 1).

S-au încercat patru camere de turbionare, diferite prin numărul de intrări tangențiale însă avînd toate aceeași caracteristică geometrică.

Camerele încercate au avut 1, 2, 3 și respectiv 4 intrări tangențiale.

Tabela 1

Valorile mărimilor geometrice ale camerelor de turbionare

Nr. de intr. tangențiale	D_c mm diametrul camerei de turbionare	d_t mm diametrul ajutajului tangențial	d_e mm diametrul ajutajului centr. de ieșire	$A=\frac{(D_c - d_t)\, d_e}{n \cdot d_t^2}$ caracteristici geometrice	Poziția intrărilor tangențiale
1	$32{,}00^{+0{,}03}_{\pm 0}$	4,00	$1{,}60^{+0{,}03}_{\pm 0}$	~2,80	
2	$30{,}8^{+0{,}03}_{\pm 0}$	$2{,}8^{+0{,}03}_{\pm 0}$	$1{,}60^{+0{,}03}_{\pm 0}$	~2,80	
3	$30{,}30^{+0{,}03}_{\pm 0}$	$2{,}3^{+0{,}03}_{\pm 0}$	$1{,}60^{+0{,}03}_{\pm 0}$	~2,80	
4	$30{,}00^{+0{,}03}_{\pm 0}$	$2{,}00^{+0{,}03}_{\pm 0}$	$1{,}60^{+0{,}03}_{\pm 0}$	~2,80	

În tabela 1, se dau valorile mărimilor geometrice ale camerelor de turbionare încercate și poziția intrărilor tangențiale.

În figura 2, se dă schița injectorului cu cameră de turbionare.

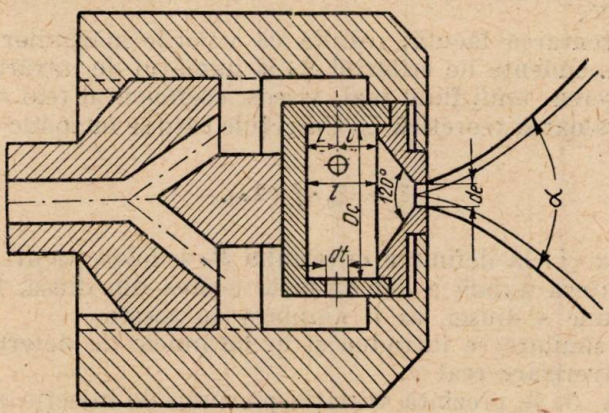


Fig. 2. — Schița injectorului cu cameră de turbionare.

Captarea picăturilor pulverizate s-a făcut cu dispozitivul *8* (fig. 1) la care eprubetele *9* avînd același diametru sînt plasate echidistant pe suportul *8*, care se poate roti atît în jurul axului de simetrie vertical al instalației cît și în jurul unui ax din planul orizontal.

Dispozitivul *8* are posibilitatea să culiseze pe suporţii *10*, astfel încît s-au putut capta picăturile la diferite distanţe de capul injectorului. Jetul de lichid pulverizat a fost iluminat puternic pentru a putea fi fotografiat. Determinarea unghiului de pulverizare a fost făcută din fotografia jetului şi ţinînd sema de repartiţia cantitativă a lichidului în eprubetele de captare *9* (fig. 1) dispuse la distanţe convenabile de capul injectorului.

Debitul de lichid pulverizat s-a determinat cu dispozitivul *3* şi la începutul fiecărui ciclu de experienţe a fost verificat prin măsurarea debitului instantaneu, cu ajutorul unui cilindru gradat.

Dispozitivul de măsură, cu diafragmă *3*, a fost etalonat în prealabil. Determinarea mărimilor ξ, α şi repartiţia cantitativă a lichidului în jet, s-a făcut pentru camerele de turbionare cu 1,2,3 şi 4 intrări tangenţiale, la patru regimuri de funcţionare caracterizate prin $B = 120, 100, 80$ şi 60 kg/h.

3. REZULTATELE EXPERIMENTALE

Prin calcul se pot deduce valorile mărimilor teoretice ale unghiului conului de pulverizare α şi ale coeficientului de debit ξ.

Pentru a se remarca cu cît diferă rezultatele experimentale obţinute, de cele teoretice de calcul, se vor prezenta valorile mărimilor α_0 şi ξ_0 după diferiţi autori, pentru aceeaşi caracteristică geometrică $A \cong 2{,}8$, care a caracterizat camerele de turbionare experimentate.

După Abramovici [1] se obţin valorile $\alpha_0 \cong 102°$ şi $\xi_0 \cong 0{,}226$ după Söhngen şi Grigull [2] $\alpha_0 \cong 109°$ sau $\alpha_0 \cong 102°$ iar după Sänger [2] se obţine $\alpha_0 \cong 75°$.

Din prezentarea făcută, rezultă că valorile mărimilor α_1 şi ξ_0 se consideră independente de criteriul $\mathcal{R}_e$ şi numărul de intrări tangenţiale.

La scurgerea unui fluid real, vîscos, coeficientul real de debit ξ va fi diferit de valoarea teoretică ξ_0. Corecţiile care se introduc sînt de forma [5], [6]

$$\xi = \xi_0 \cdot f\,(\mathcal{R}_e). \tag{1}$$

În relaţia (1) la definirea criteriului $\mathcal{R}_e$ se foloseşte drept viteză caracteristică, viteza axială a lichidului la ieşirea din diusă, în ipoteza că întreaga secţiune a diusei, ar fi umplută de acesta.

Corecţii similare se introduc şi în formulele de determinare a unghiului de pulverizare real α.

În figura 3, se prezintă variaţia presiunii de injecţie p_i cu debitul de apă B, pentru un injector cu cameră de turbionare avînd $n = 1,2,3$ şi 4 intrări tangenţiale. Se remarcă faptul că, pentru acelaşi debit, presiunea p_i este cu atît mai mare, cu cît numărul de intrări tangenţiale este mai mare.

Diferenţele cresc o dată cu creşterea debitului B, iar cele mai mari apar între curbele $p_i = f\,(\mathrm{B})$ pentru 3 şi 4 intrări tangenţiale.

Pierderea de presiune Δp în intrările tangențiale este funcție în afară de precizia de prelucrare a acestora și de valorile criteriului $\mathcal{R}_e$ pentru fiecare canal tangențial. În figura 4 se prezintă variația familiei de curbe $\mathcal{R}_{e_t} = f(B, n)$ care poate fi folosită la determinarea pierderii de presiune în ajutajele tangențiale.

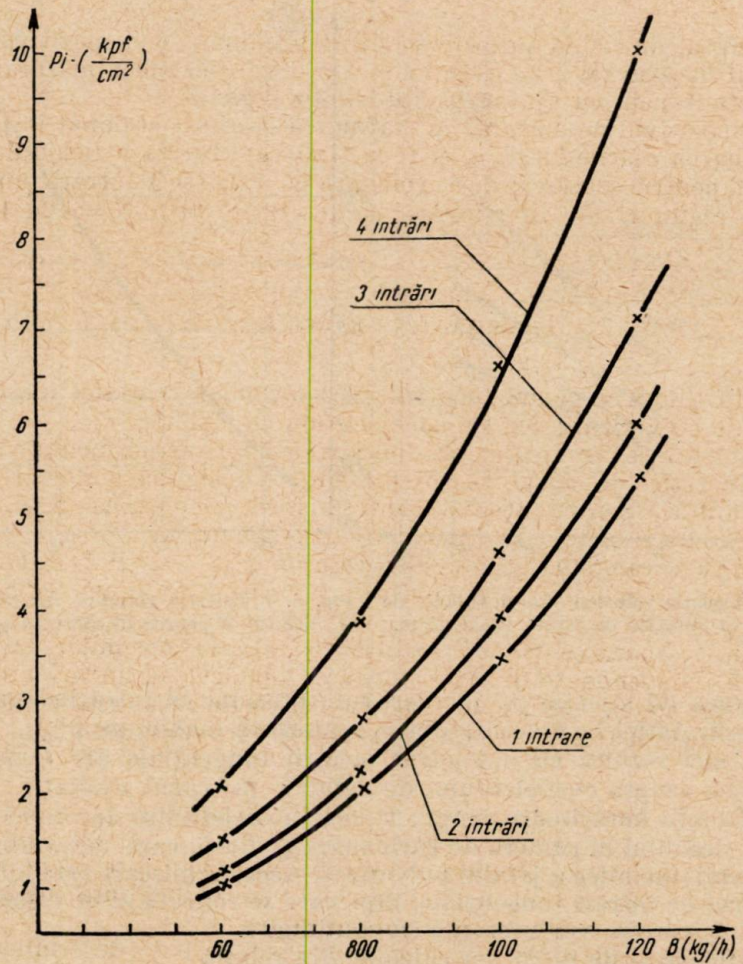


Fig. 3. — Variația presiunii de injecție p_i cu debitul B și cu numărul de intrări tangențiale.

În cele ce urmează, vom căuta să facem cîteva observații asupra modului în care se repartizează pierderile de presiune pe traseul : intrare tangențială — cameră de turbionare — ajutaj central (diusă).

Astfel, utilizînd din datele publicate de Prahov [7] diagrama $\xi_t = f(\log \mathcal{R}_{e_t})$ s-a reprezentat variația pierderii de presiune Δp cu de-

bitul B pentru cele patru valori ale numărului de intrări tangenţiale n; rezultatele sînt redate în figura 5.

Diferenţele dintre curbe fiind infime, s-a trasat o singură curbă.

Comparînd rezultatele obţinute de noi prezentate în figura 3, cu datele calculate şi prezentate în figura 4 şi 5, se poate remarca uşor, că faţă

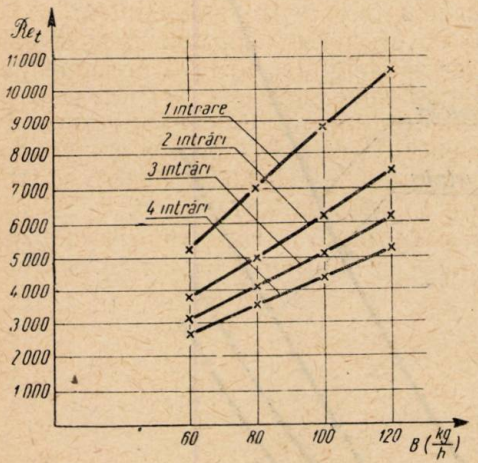


Fig. 4. — Variaţia valorilor $\mathcal{R}e_t$ în funcţie de debitul B şi numărul de intrări tangenţiale.

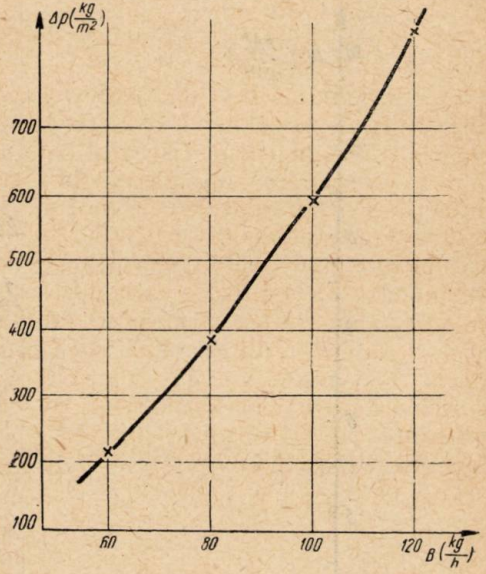


Fig. 5. — Variaţia valorilor Δp în funcţie de debitul B pentru intrările tangenţiale.

de presiunea de injecţie p_i pierderea de presiune în intrările tangenţiale este redusă. Astfel în procente din p_i reprezintă maximum 2%.

De aici rezultă că diametrul intrării tangenţiale are o influenţă foarte mică asupra coeficientului de debit ξ în cazul studiat.

Influenţa hotărîtoare asupra valorii coeficientului de debit ξ o are mişcarea fluidului în camera de turbionare şi diusă, care determină valoarea presiunii dinamice a jetului pulverizat. Această mişcare este influenţată de numărul de intrări tangenţiale, fapt care se reflectă şi în valorile coeficientului ξ care se vor prezenta în continuare.

Coeficientul de debit s-a calculat din relaţia :

$$\xi = \frac{B}{S_e \sqrt{2g\gamma_a \cdot p_i}}, \qquad (2)$$

unde S_e — secţiunea ajutajului de ieşire;
g = acceleraţia gravităţii;
γ_a = greutatea specifică a apei;
p_i = presiunea de injecţie.

Ținînd seama de geometria camerei de turbionare studiată, se poate deduce relația de calcul

$$\xi = 0{,}00985 \frac{B}{\sqrt{p_i}}. \qquad (3)$$

Rezultatele experimentate prelucrate cu ajutorul formulei (3) sînt redate în figura 6.

Se remarcă faptul că valorile cele mai mici pentru ξ se obțin în cazul injectorului prevăzut cu cameră de turbionare care are patru intrări tangențiale. Coeficientul ξ scade o dată cu creșterea debitului B și crește o dată cu scăderea numărului de intrări tangențiale, adică a presiunii de injecție p_i. Diferențele cele mai mari apar între curbele $\xi = f$ (B) pentru trei și patru intrări tangențiale. La o intrare tangențială, pentru o variație a debitului B între 60—120 kg/h, coeficientul ξ variază — pentru camera de turbionare cu o intrare tangențială — între 0,584 și 0,508. Pentru patru intrări tangențiale, variația este de la 0,417 pînă la 0,374.

Credem că nu este lipsit de interes să arătăm întrucît valorile deduse de G. N. Abramovici [1] diferă față de cele obținute de noi. Astfel cu suficientă precizie, rezultatele obținute pot fi obținute din formule de forma :

$$\xi = \xi_0 . k . \mathrm{Re}^m \qquad (4)$$

sau

$$\xi = \xi_0 . k' . B^m . \qquad (5)$$

Variația coeficienților k, k' și m cu numărul de intrări tangențiale este redată în figura 7.

În experiențele efectuate, unghiul conului de pulverizare a variat între : $\alpha = 43°$ (pentru $B = 60$ kg/h și $n = 1$) și $\alpha = 68°$ (pentru $B = 120$ kg/h, $n = 4$) valori care se apropie mai mult de rezultatele ce se obțin utilizînd formulele deduse de Sänger.

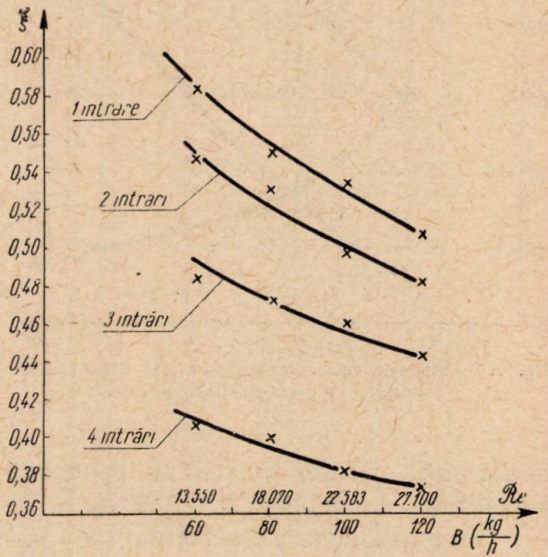


Fig. 6. — Variația valorilor coeficientului de debit ξ și numărul de intrări tangențiale.

Din experiențele efectuate se pot trage următoarele concluzii calitative :

— unghiul α crește o dată cu creșterea debitului B pentru camerele de turbionare prevăzute cu 1, 2, 3 și 4 intrări tangențiale ;

— pentru același debit B, unghiul α este cu atît mai mare, cu cît numărul de intrări tangențiale este mai mare, la $n = 1, 3, 4$. Prin creșterea lui n de la 2—3 unghiul α scade.

În primul caz, creșterea parametrului α cu B este consecința creșterii o dată cu debitul B a raportului dintre viteza tangențială și viteza axială a lichidului, la ieșirea din ajutajul central (diusă) al camerei de turbionare.

Explicația celei de-a doua concluzii, trebuie dată ținînd seama că efectele frecărilor dintre lichid și pereți și cele din interiorul acestuia, se pot însuma algebric.

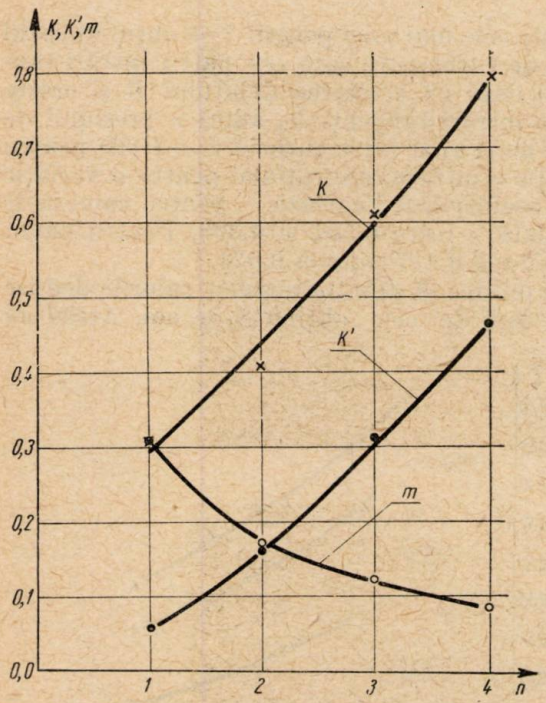


Fig. 7. — Variația coeficienților k, k' și m funcție de numărul de intrări tangențiale.

Astfel, apare posibil și cazul scăderii lui α cu creșterea lui n, de la 2 la 3, constatare făcută și de Gebhardt [2].

Diferențele cele mai mari apar între camerele de turbionare cu una și patru intrări tangențiale. Acestea sînt cuprinse între $\Delta\alpha \cong 20°$ pentru $B = 60$ kg/h și $\Delta\alpha \cong 10°$ pentru $B = 120$ kg/h.

Este probabil că la valori ale debitului B relativ mari, adică presiuni de injecție relativ mari, diferențele care apar atît pentru α cît și pentru ξ să fie foarte mici.

Altfel spus, în aceste condiții influența numărului de ajutaje tangențiale devine neglijabilă. În favoarea acestei ipoteze pledează alura curbelor din figura 6.

Informativ, se prezintă două fotografii, care indică conformația jetului pulverizat pentru $n = 1$, respectiv $n = 4$ intrări tangențiale, la debitul $B = 120$ kg/h (fig. 8).

În experimentările efectuate s-a căutat să se precizeze și repartiția cantitativă a lichidului în jetul pulverizat, la regimurile de funcționare examinate anterior.

Credem că, pentru o comparație calitativă a rezultatelor, ar fi indicat să se prezinte cîteva dintre acestea :

Se remarcă din figurile 9 și 10, că pînza de lichid pulverizat este mai îndepărtată de axul de simetrie longitudinal al injectorului, pentru $n = 4$, decît pentru $n = 1$, respectiv unghiul este mai mare în primul caz decît în al doilea.

Aceasta este de altfel în concordanţă cu afirmaţiile făcute anterior. Comparînd figurile 9 şi 10 constatăm următoarele :

— la injectorul cu $n = 4$, se formează o pînză de lichid sub formă de hiperboloid, care apoi se pulverizează ;

— la injectorul cu $n = 1$, pentru acelaşi debit ca şi în cazul de mai sus, nu se mai formează pînza de lichid sub formă de hiperboloid de rotaţie.

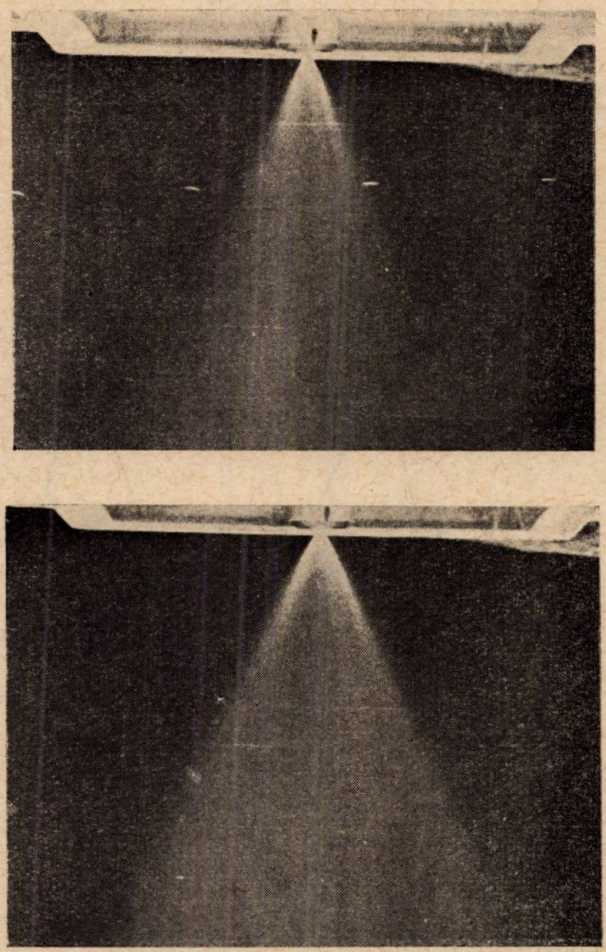


Fig. 8. — Fotografiile jetului pulverizat la $B = 120$ kg/h şi $n = 1$ respectiv $n = 4$.

Deoarece lichidul se repartizează cantitativ cel mai mult către axul de simetrie longitudinal al injectorului, se poate afirma că, nu mai apare turbionul central de aer. Aceasta confirmă faptul că pentru acest caz, s-a

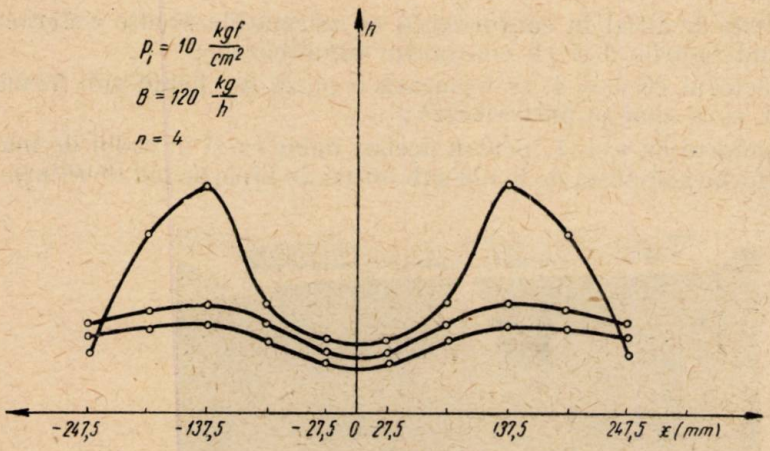


Fig. 9. — Repartiția cantitativă a lichidului în jetul pulverizat pentru următoarele caracteristici: $n=4$, $p_i = 10$ kgf/cm² și $B = 120$ kg/h.

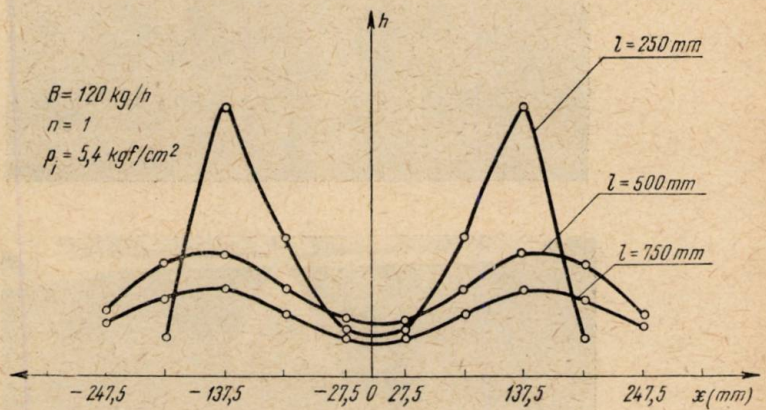


Fig. 10. — Repartiția cantitativă a lichidului în jetul pulverizat pentru următoarele caracteristici: $n = 1$, $p_i = 5,4$ kgf/cm² și $B=120$ kg/h.

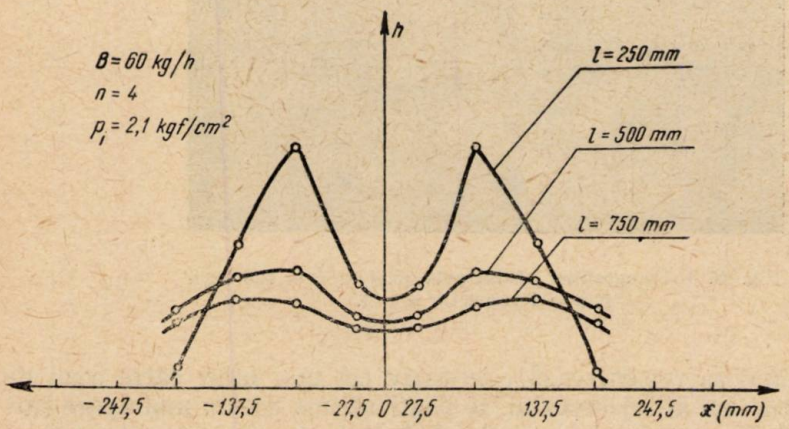


Fig. 11. — Repartiția cantitativă a lichidului în jetul pulverizat pentru următoarele caracteristici: $n=4$, $p_i = 2,1$ kgf/cm² și $B = 60$ kg/h.

obținut valoarea cea mai mare pentru coeficientul de debit din toate experimentările efectuate (lichidul nu umple întreaga secțiune a ajutajului central de ieșire). În privința erorilor de măsură, apreciem că aparatajul de măsură și metoda de experimentare folosită, au determinat erori de măsură mai mici de circa 5%.

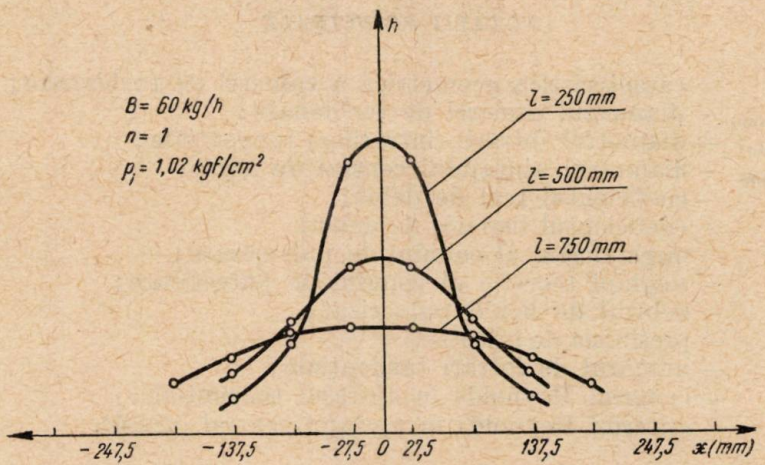


Fig. 12. — Repartiția cantitativă a lichidului în jetul pulverizat pentru următoarele caracteristici : $n = 1$, $p_i = 1{,}02$ kgf/cm² și $B = 60$ kg/h.

CONCLUZII

Lucrarea are ca scop să lămurească influența numărului de ajutaje tangențiale asupra coeficientului de debit ξ, unghiul de pulverizare α și repartiției cantitative a lichidului în jetul pulverizat.

S-au experimentat, variantele pentru $A \cong 2{,}8$; $60 < B < 120$ kg/h și $n = 1{,}2{,}3$ și 4 intrări tangențiale.

S-au constatat că pentru aceeași valoare a lui n ξ scade o dată cu creșterea debitului B iar pentru aceeași valoare a lui B, crește o dată cu scăderea numărului de intrări tangențiale, adică a presiunii de injecție.

Unghiul conului de pulverizare α crește o dată cu creșterea debitului B, pentru fiecare din camerele de turbionare prevăzute cu 1,2,3 și 4 intrări tangențiale. Pentru aceeași valoare a lui B, unghiul α este cu atît mai mare cu cît numărul de intrări tangențiale este mai mare, în cazul $n = 1{,}2{,}4$.

Probabil, că la valori relativ mari ale debitului B diferențele care apar — datorită numărului diferit de intrări tangențiale atît pentru α cît și pentru ξ sînt foarte mici. Lucrarea propune pentru calculul analitic al coeficientului ξ două formule (4) și (5).

Studiind repartiția cantitativă a lichidului în jetul pulverizat, pentru diferite regimuri de funcționare, s-a constatat că pentru $n = 1$ la limita

inferioară a domeniului de variaţie a debitului B, lichidul nu se mai pulverizează pornind de la o pînză în formă de hiperboloid de rotaţie.

El umple întreaga secţiune a diusei de ieşire, dispărînd astfel turbionul central de aer.

NOTAŢII PRINCIPALE

A — caracteristica geometrică a camerei de turbionare;
$D_{c(mm)}$ — diametrul camerei de turbionare;
$d_{t(mm)}$ — diametrul intrării (intrărilor) tangenţiale;
$d_{e(mm)}$ — diametrul ajutajului central de ieşire;
ξ — coeficientul real de debit;
ξ_0 — coeficientul teoretic de debit;
α — unghiul real al conului de pulverizare;
α_0 — unghiul teoretic al conului de pulverizare;
B — debitul de lichid pulverizat;
p_i — presiunea de injecţie;
n — numărul de intrări tangenţiale;
$\mathcal{R}e_t$ — criteriul Reynolds în ajutajul tangenţial;
$\mathcal{R}e$ — criteriul Reynolds în ajutajul central (diusă).

INFLUENCE DU NOMBRE D'AJUTAGES TANGENTIELS SUR LE COEFFICIENT DE DÉBIT ET SUR L'ANGLE DU CÔNE DE PULVÉRISATION, DANS LES INJECTEURS À CHAMBRE DE TOURBILLONNEMENT

RÉSUMÉ

Le but de ce travail est de préciser l'influence du nombre d'ajutages tangentiels sur : le coefficient de débit ξ, l'angle du cône de pulvérisation α et la répartition quantitative du liquide dans le jet pulvérisé.

Les auteurs ont expérimenté les variantes où $A \cong 2{,}8$; $60 < B < 120$ kg/h et $n = 1, 2, 3$ et 4 ajutages tangentiels.

Ils ont constaté que si n ne change pas, ξ diminue lorsque le débit B augmente; et si B reste le même, ξ augmente lorsque le nombre d'ajutages tangentiels, donc la pression d'injection, diminue.

Dans le cas de chacune des chambres de tourbillonnement munies de 1, 2, 3 ou 4 ajutages tangentiels, l'angle α du cône de pulvérisation augmente lorsque le débit B croît. B restant inchangé, l'angle α est d'autant plus ouvert que le nombre d'ajutages tangentiels est plus grand (dans les cas où ce nombre est 1, 2 ou 4).

Les différences apparaissant aux valeurs relativement grandes du débit, par suite des nombres différents d'ajutages tangentiels, sont, pro-

bablement, aussi bien pour α que pour ξ, très petites. Les auteurs proposent, pour le calcul analytique du coefficient ξ, deux formules : (4) et (5),

L'étude de la répartition quantitative du liquide dans le jet pulvérisé, aux divers régimes de fonctionnement, a permis de constater qu'au cas où $n = 1$, à la limite inférieure du domaine de variation du débit B. la pulvérisation du liquide ne revêt plus, au début, la forme d'une nappe d'hyperboloïde de révolution.

Le liquide remplit toute la section de la buse de sortie, en faisant ainsi disparaître le tourbillon d'air central.

BIBLIOGRAFIE

1. Г. Н. Абрамович, *Прикладная газовая динамика.* ГИТТЛ, Москва, 1953.
2. H. Gebhardt, *Die Tropfengrössen bei Drallzerstänburg.* Maschinenbautechnik, *1*, 37—39 (1959); Maschinenbautechnik, *2*, 83—91 (1959).
3. P. Eisenklam, *Atomisation of liquid fuel for combustion.* Journal of the Institute of fuel, *4* (1961).
4. E. Giffen, *The atomatisation of liquid fuels.* Ed. Mc Grow, London, 1953.
5. А. Г. Блох, Е. С., Кичигина, *О коэффициентах расхода и углах конусности факела.* Теплоэнергетика, *10*, 35—51 (1957).
6. Д. Т. Карпухович, *О выборе наивыгоднейшего диаметра камеры завихрения центробежной форрсунки.* Теплоэнергетика, *11*, 79—82 (1960).
7. А. М. Прахов, *Исследование и раечет центробежной форсунки. Автоматические регулирование двигателей.* Сборник статей под редакцией А. Шевякова, Оборонгиз, Москва, 1959.

STUDIUL INFLUENȚEI NATURII CHIMICE A COMBUSTIBILILOR ASUPRA PROCESULUI DE ARDERE DIN TURBOMOTOARE *)

DE

V. PIMSNER, C. A. VASILESCU și I. SPAHIU

Problema combustibilului pentru turbomotoarele de avion (*TMA*), este astăzi practic rezolvată în sensul folosirii unui combustibil tip petrol avînd un interval de distilare între circa 140—240°C [1], [2]. O serie de considerente legate de particularitățile acestor motoare introduc și alți parametri restrictivi, dintre care viscozitatea la 20°C între 1,3—1,8 cst, punctul de congelare la —60°C și conținutul de hidrocarburi aromatice maximum 25%, sînt cei mai severi.

Pe baza acestor norme, se realizează două clase de combustibili, cei de tip petrol (denumiți T_1) și cei de largă fracție de distilare (denumiți T_2).

Acești combustibili se fabrică astăzi prin distilare primară din diferite tipuri de țițeiuri, fără însă a se lua măsuri speciale pentru selecționarea acestora, ceea ce conduce la variații de compoziție chimică a combustibilului realizat.

Lucrarea de față își propune să analizeze modul în care variază compoziția petrolurilor *TMA* în funcție de țițeiul din care este produs și să cerceteze experimental influența naturii chimice a combustibilului *TMA* asupra arderii acestuia în motorul turboreactor.

1. Țițeiurile reprezentative constituie grupele mari de țițeiuri care pot fi prelucrate separat. Din fiecare din aceste grupe se pot prelucra atît combustibilii de tip T_1 cît și combustibili de tip T_2. Analiza chimică după STAS a produșilor tip petrol *TMA* obținuți din aceste categorii de țițeiuri este redată în tabelele 1 și 2.

---

*) Lucrare prezentată în ședința secției de termoenergetică a institutului de energetică al Academiei R.P.R. din 16 martie 1961.

Tabela

Caracteristicile principale ale combustibilului

Natura țițeiului	Proveniența țițeiului	D_4^{20}	Punct de congelare °C	Viscozitatea la 20°C cSt	Conținut în hidrocarburi %		
					aromatice	naftenice	parafinice
Țițeiuri parafinoase	Ariceşti	0,7679	—66	1,14	16	20	64
	Ariceşti (1956)	0,7730	—58	1,45	13	—	—
	Băicoi uşor	0,7860	—55	1,33	19	—	—
	Băicoi (1959)	0,7828	—64	1,18	23	25	52
	Boldeşti Sarmaţian	0,7870	—63	1,57	19	—	—
	Berca	0,7860	—54	1,21	30	—	—
	Bilteni	0,7850	—72	1,52	16	—	—
	Bilteni (1959)	0,7871	—59	1,43	16	19	65
	Boldeşti Sarmaţian (1959)	0,7742	—66	1,27	15	28	57
	Bucşani	0,7740	—56	1,29	15	—	—
	Cobia	0,7880	—62	1,56	16	—	—
	Cobia (1959)	0,7796	—67	1,18	18	28	54
	Drăgăneasa	0,7890	—59	1,38	22	—	—
	Floreşti	0,7860	—58	1,36	18	—	—
	Gura Ocniţei (1959)	0,7881	—62	1,24	23	28	49
	Moldova (1954)	0,8060	—60	1,39	24	—	—
	Moldova (1958)	0,7992	—50	1,37	23	—	—
	Moreni obişnuit	0,7852	—66	1,26	24	—	—
	Moreni uşor	0,7825	—60	1,30	21	—	—
	Ochiuri (1959)	0,7865	—62	1,20	21	26	53
	Săcel	0,7900	—67	1,30	24	—	—
	Suţa Seacă	0,7860	—67	1,50	18	—	—
	SuţaSeacă (1959)	0,7790	—62	1,21	17	27	56
	Teiş	0,7930	—67	1,55	23	—	—
	Ţicleni	0,7990	—61	1,46	18	—	—
	Ţintea	0,7890	—59	1,30	14	—	—
	Urlaţi	0,7840	—67	1,26	15	—	—
Țițeiuri semiparafinoase	Băbeni (1959)	0,8104	—70	1,60	17	36	47
	Cobia Nord	0,7930	—54	1,55	25	—	—
	Moldova	0,7970	—63	1,34	23	—	—
	Gura Ocniţei	0,7950	—62	1,62	25	—	—
Țițeiuri asfaltoase	Băbeni A_3 (1959)	0,8094	—66	1,82	14	34	52
	Băjasca A_3	0,8180	—74	1,82	26	—	—
	Buştenari A_3	0,8130	—70	1,47	36	—	—
	Glîmbocel A_1	0,8210	—75	1,50	20	—	—
	Moreni A_1 obişnuit	0,8270	—80	1,66	33	—	—
	Moreni A_1 special	0,8300	—80	1,79	30	—	—
	Moşoaia A_1	0,8320	—80	1,96	24	—	—
	Moşoaia A_1(1959)	0,8356	—58	1,91	23	44	33
	Piteşti A_1 (1959)	0,8254	—63	1,71	22	48	30
	Ţicleni A_3	0,8090	—70	1,66	9	—	—

Obs. 1. În paranteză este trecut anul luării unor probe speciale; probele fără indicație de an reprezintă
Obs. 2. Pentru determinările curente nu s-a făcut decît determinarea conținutului de aromate.

1

T_1 obținut din țițeiuri reprezentative

Putere calorifică inferioară kcal/kg	Distilare STAS °C					Factor de caracterizare
	Punct inițial	10 %	50 %	90 %	Punct final	
10 429	138	143	161	192	201	11,90
10 415	140	151	174	213	226	11,98
10 382	144	153	177	216	225	11,84
10 392	141	148	163	193	205	11,70
10 384	155	164	178	220	240	11,69
10 382	145	152,5	165,5	189	218	11,74
10 387	149	160	176	216	239	11,80
10 381	140	152	184	225	234	11,85
10 413	140	148	163	193	209	11,82
10 412	140	148	173	212	224	11,99
10 380	154	163	179	221	238	11,80
10 401	140	147	163	192	201	11,74
10 377	145	153	172	209	223	11,76
10 386	145	155	178	215	226	11,85
10 378	137	145	164	195	204	11,60
10 330	145	157	174	205	220	11,52
10 348	140	150	182	217	226	11,67
10 384	146	154	171	205	222	11,83
10 393	146	155	173	204	220	11,84
10 388	141	149	169,5	200	210	11,69
10 374	140,5	150,5	170,5	201	220	11,72
01 386	148	157	177,5	220	238	11,85
10 400	138	145,5	164,3	197	210	11,87
10 362	156	164	178	221	239	11,72
10 349	140	151	174	211	225	11,61
10 377	139	152	174,5	213,5	224	11,76
10 389	138	147	169	213	220	11,82
10 317	140	152,5	190	227	235	11,55
10 359	142	150	184	229	240	11,93
10 355	140	153	175	212	225	11,67
10 362	141	151	173	210	221	11,60
10 321	142	158	201	253	267	11,67
10 299	140	149	195	257	270	11,51
10 311	146	158	190	245	265	11,56
10 294	155	163,5	180,5	221,5	239	11,31
10 278	146	152	192	247	269	11,35
10 268	148	156	193	246	264	11,37
10 261	140	161	208	250	276	11,35
10 250	140	156	205	252	266,5	11,30
10 276	139	150	192	236	243	11,31
10 325	144	150	178	256	278	11,56

probe curente.

Tabela

Caracteristicile principale ale combustibilului T_2

Natura ţiţeiului	Proveniența ţiţeiului	D_4^{20}	Punct de inflamabilitate °C	Punct de congelare °C	Vîscozitate la 20°C cSt
Ţiţeiuri parafinoase	Aricești	0,7851	—	—65	1,04
	Băicoi	0,7740	32	—65	1,08
	Bîlteni	0,7772	—	—60	1,26
	Boldeşti sarmaţian	0,7634	32	—60	1,03
	Bucşani (1958)	0,7567	—	—67	0,98
	Cobia	0,7644	—	—63	1,04
	Gura Ocniţei	0,7760	—	—63	1,07
	Moldova (1958)	0,7893	—	—65	1,13
	Ochiuri	0,7736	33	—62	1,09
	Suţa Seacă	0,7608	32	—60	1,03
	Ţicleni (1957)	0,7632	—	—69	1,05
	Urlaţi (1957)	0,7698	—	—63	1,09
	Urlaţi (1957)[a]	0,7747	—	—61	1,21
Ţiţeiuri semiparafinoase	Băbeni	0,8041	—	—67	1,53
	Moldova (1958)	0,7843	—	—70	1,10
	Moldova (1958)[b]	0,7788	—	—61	1,38
Ţiţeiuri asfaltoase	Băbeni A_3	0,8048	—	—69	1,72
	Moşoaia A_1	0,8170	34	—62	1,58
	Piteşti A_1	0,8145	—	—68	1,50
	Ţicleni A_3 1958	0,7909	—	—76	1,40
	Ţicleni A_3 (1958)[c]	0,7887	—	—74	1,58

a) Reprezintă atomii de carbon din grupele structurale.
b) Obţinut din instalaţia industrială din acelaşi ţiţei.
c) Rafinatul corespunzător de la extracţia cu bioxid de sulf lichid.

Cercetarea acestor tabele arată variaţii relativ mici ale parametrilor impuşi de standard. Puterea calorifică, factor energetic important variază de la grupă, la grupă de ţiţeiuri, în limita a 2—3%, ceea ce evident ar impune folosirea acelor tipuri de ţiţeiuri care conduc la un combustibil cu putere calorifică mai mare. Mult mai mult variază de la ţiţei la ţiţei compoziţia chimică a combustibilului atît în ceea ce priveşte cantitatea de hidrocarburi aromatice, cît şi în ceea ce priveşte hidrocarburile naftenice şi parafinice, astfel că o dată cu stabilirea unui tip de ţiţei conform unui anumit criteriu, se hotărăşte şi compoziţia combustibilului. Prin acest mod de precizare indirectă a compoziţiei chimice se impun şi anumite caractere ale procesului de ardere care este necesar să fie cunoscute.

Metodele de laborator caută să caracterizeze calitatea arderii unor hidrocarburi prin *înălţimea flăcării fără fum* realizată pe o instalaţie standard. Evident că o asemenea cercetare nu poate caracteriza condiţiile de ardere în curent turbulent, totuşi rezultatele care reprezintă un test de ardere, merită să fie privite mai îndeaproape. Din cercetarea

2

obţinut din ţiţeiuri reprezentative (1959)

Conţinut în hidrocarburi %			Puterea calorifică inf.	Distilare STAS °C					Tensiune de vapori	Factor de caracterizare
aromatice	naftenice	parafinice	kcal/kg	punct iniţial	10 %	50 %	90 %	Punct final	mm col Hg	
13	26	61	10 450	78	106	150	211	228	10	11,96
20	33	47	10 414	83	111	162	213,5	224	13	11,78
15	34	51	10 404	92	110	170	236	248,5	8	11,82
13	38	49	10 438	70	103	156	217	235	10	11,91
10[a)]	18[a)]	72[a)]	10 459	84	108	149	213	241	17	11,98
16	31	53	10 435	89	104	151	213	226	10	11,88
20	40	40	10 409	93	108	157	221	238	10	11,75
12[a)]	39[a)]	49[a)]	10 376	98	122	166	217	235	0	11,43
18	34	48	10 415	85	107	156	217	229	10	11,78
13	39	48	10 446	77	102	151	213	228	8	11,93
10[a)]	24[a)]	66[a)]	10 436	72	104	151	207	226	45	11,88
—	—	—	10 428	86	105	157	226	241	85	11,82
—	—	—	10 412	92	122	—	222	241	20	11,88
16	37	47	10 336	101	133	191	236	245	6	11,58
10[a)]	27[a)]	57[a)]	10 388	80	111	151	227	249	43	11,63
7[a)]	34[a)]	59[a)]	10 402	112	132	177	231	243	—	11,83
11	41	48	10 333	96	127	209	268	278	10	11,69
18	59	23	10 300	98	120	190	247	257	13	11,39
21	52	27	10 308	84	117	192	250	258	12	11,44
9[a)]	37[a)]	54[a)]	10 370	94	125	183	241	265	0	11,72
4[a)]	42[a)]	54[a)]	10 377	107	132	188	240	254	—	11,78

figurii 1, se constată că pe măsură ce conţinutul în aromate sau în naftene creşte, se micşorează înălţimea flăcării fără fum, distribuţia punctelor se efectuează într-o plajă separat pentru combustibilul tip T_1 şi separat pentru combustibilul tip T_2. În cazul cercetării dependenţei înălţimii flăcării fără fum de prezenţa hidrocarburilor parafinice, se constată că pe măsură ce cantitatea de parafine creşte, creşte aproape liniar înălţimea flăcării fără fum. Deşi neconcludente pentru problemele arderii în *TMA*, aceste determinări arată condiţii diferite de ardere pentru combustibilii cu compoziţii chimice diferite, cele mai prost urmînd a arde, conform acestui test, hidrocarburile aromatice. Este necesar prin urmare să se execute o experienţă în care procesul de ardere să fie mai apropiat de realitate şi combustibilul să poată fi caracterizat mai bine, în ceea ce priveşte natura compoziţiei chimice.

Experimentările s-au făcut pornind de la constatarea că un petrol va cuprinde întotdeauna şi hidrocarburi aromatice, parafinice şi naftenice; de aceea s-a renunţat la folosirea unui individ chimic şi s-au

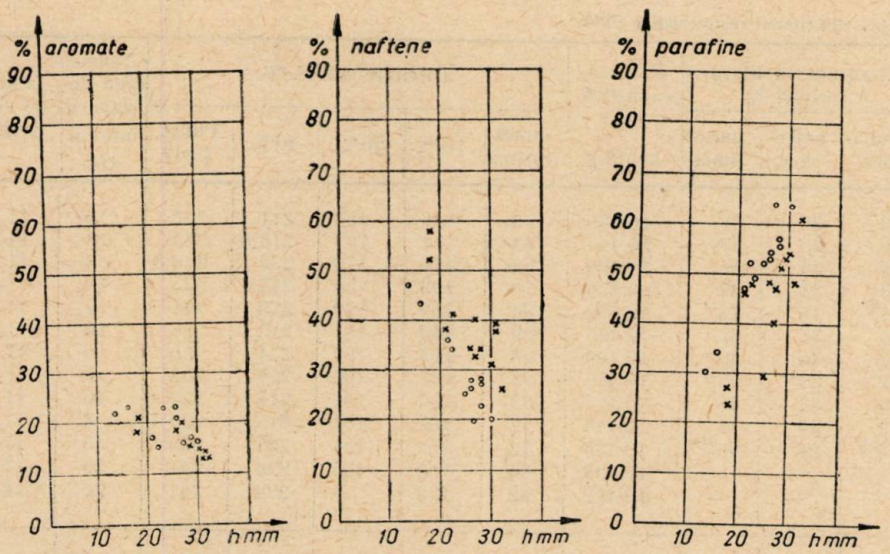


Fig. 1. — Stabilirea dependenţei între înălţimea flăcării fără fum h şi conţinutul în hidrocarburi (· petrol tip T_1, × petrol tip T_2).

Tabela 3

Buletinul de analiză al combustibililor etalon

Caracteristici	Etalon parafinic	Etalon aromatic	Etalon nafteno-parafinic
D_4^{20}	0,7935	0,873	0,802
Distilare STAS °C			
Punct iniţial de fierbere	150	133	151
10 % distilă la	170	165	166
50 % distilă la	187	193	181
90 % distilă la	222	228	226
98 % distilă la	248	240	252
Viscozitate cinematică, cSt la 20°C	1,70	1,42	1,56
,, 0°C	2,52	2,08	2,27
,, −40°C	7,85	6,37	6,85
,, −50°C	12,29	10,02	10,47
Aciditate organică mgKOH/100 cm^3	1,0	0,44	0,16
Punct de inflamare M.P.°C	35	38	40
Punct de începere a crist. °C	−52	−59	−66
Punct de tulburare °C	−50	−56	−63
Indice de iod % g	0,2	0,29	0,1
Conţinut de hidr. aromatice % g	3	76	14
Conţinut de gume actuale mg/100 cm^3	0,024	0,08	0,06
Alcalinitate şi aciditate minerală	lipsă	lipsă	lipsă
Putere calorifică inf. kcal/kg	10 365	10 146	10 343
Cenuşă % g	urme	urme	urme
Impurităţi mecanice şi apă	lipsă	lipsă	lipsă

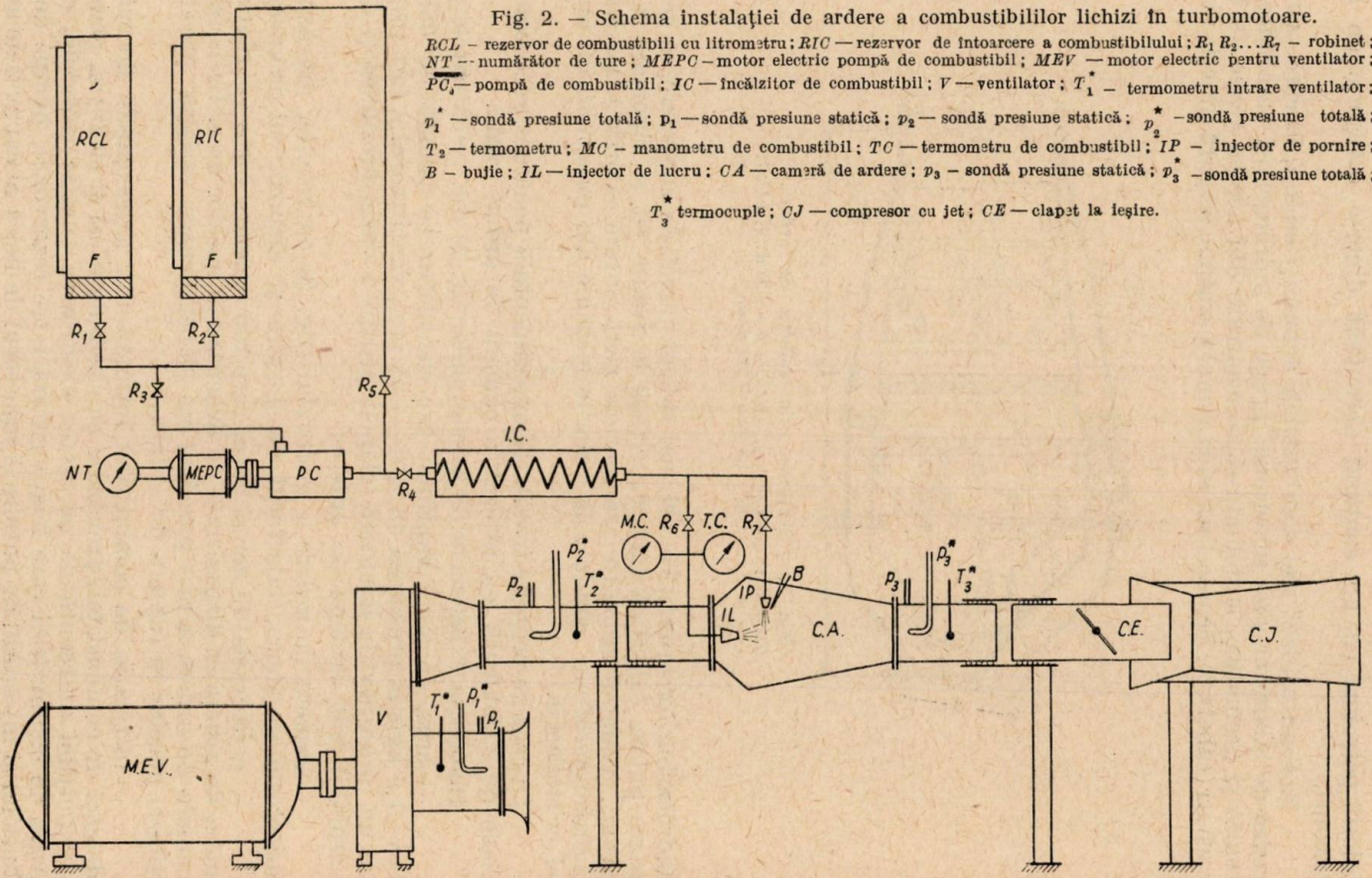


Fig. 2. — Schema instalației de ardere a combustibililor lichizi în turbomotoare.

RCL – rezervor de combustibili cu litrometru; *RIC* — rezervor de întoarcere a combustibilului; $R_1\ R_2 \ldots R_7$ – robinet; *NT* – numărător de ture; *MEPC* – motor electric pompă de combustibil; *MEV* — motor electric pentru ventilator; *PC* — pompă de combustibil; *IC* — încălzitor de combustibil; *V* — ventilator; T_1^* – termometru intrare ventilator; p_1^* — sondă presiune totală; p_1 — sondă presiune statică; p_2 — sondă presiune statică; p_2^* – sondă presiune totală; T_2 — termometru; *MC* – manometru de combustibil; *TC* — termometru de combustibil; *IP* – injector de pornire; *B* – bujie; *IL* — injector de lucru; *CA* — cameră de ardere; p_3 – sondă presiune statică; p_3^* – sondă presiune totală; T_3^* termocuple; *CJ* — compresor cu jet; *CE* — clapet la ieșire.

folosit petroluri cu un conţinut accentuat dintr-o categorie de hidrocarburi.

2. S-au utilizat trei combustibili denumiţi etalon, la care prin procedee de laborator s-au selecţionat grupe de hidrocarburi parafinice, naftenice şi aromatice, stabilindu-se concentrate din aceste grupe de hidrocarburi (tabela 3). Se constată că etalonul parafinic asigură practic absenţa

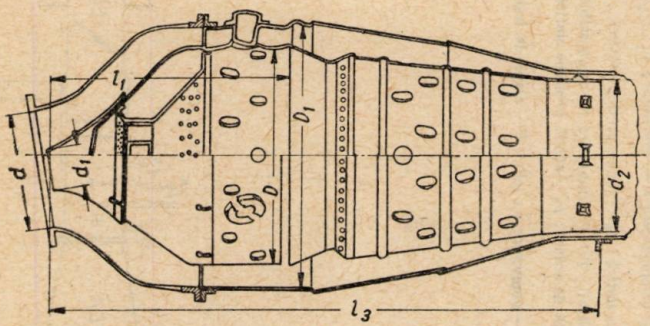


Fig. 3. — Secţiune prin camera de ardere.
$D = 1{,}95\ d$; $l_1 = 1{,}46\ d$; $l_3 = 5{,}61\ d$; $D = 2{,}30\ d$; $d_1 \approx 0{,}4d$; $d_2 = 1{,}3\ d$; $d = 138$ m/m.

hidrocarburilor aromatice, cel mai ridicat punct de congelare, şi cea mai mare putere calorifică (atît raportată la volum cît şi raportată la kilogram). Etalonul aromatic are cea mai mică putere calorifică, iar etalonul nafteno-parafinic conduce la valorile maxime ale punctului de începere al cristalizării.

În ceea ce priveşte instalaţia experimentală pentru a avea condiţiile reale de turbulenţă s-a utilizat o cameră de ardere reală.

Instalaţia experimentală se compune (fig. 2) din următoarele părţi:

— sursa de aer comprimat (un ventilator ce asigură un debit de 0,8—1,0 kg/s la presiunea de 1,04—1,05 ata; ventilatorul a fost prevăzut cu un dispozitiv de laminare (clapet) pentru a varia presiunea şi debitul aerului livrat camerei de ardere;

— camera de ardere a motorului (fig. 3) cu reacţie, prevăzută cu injectorul de lucru, injectorul de pornire şi dispozitivul de aprindere;

— canalizaţia de aer şi gaze, care fac legătura între ventilator, camera de ardere la dispozitivul de evacuare al gazelor arse. La ieşirea din camera de ardere a fost prevăzut un clapet pentru variaţia presiunii şi vitezei gazelor în camera de ardere;

— instalaţia de combustibil formată din rezervoarele de măsurat debitul de combustibil, prevăzute cu sticlă de nivel şi cu filtre, pompa de combustibil antrenată de un motor electric cu turaţie variabilă, canalizaţia de combustibil care face legătura între rezervoare, pompe de combustibil şi injectorul de pornire şi injectorul de lucru al camerei de ardere;

instalația de combustibil este reglată prin intermediul unui grup de robineți.

În timpul experimentărilor temperatura aerului la intrare s-a măsurat cu termometre, a gazelor arse, la ieșirea din instalație cu termocuple dispuse simetric în mai multe poziții ale secțiunii de măsură, iar presiunile s-au determinat cu sonde.

Înaintea începerii experimentărilor s-a procedat la o etalonare a instalației determinîndu-se, cu ajutorul cîmpurilor de viteze debitele de aer, de asemenea s-a etalonat sistemul de injecție.

3. Instalația a fost concepută ca un test de ardere însă datele obținute corespund și anumitor situații, interesante de studiat, întîlnite în timpul zborului avioanelor; pentru a se stabili acest domeniu este necesar să se determine presiunea și temperatura dinaintea camerei de ardere a turbomotorului, ceea ce se precizează din condițiile mediului la înălțimea respectivă și din gradul total de comprimare.

Gradul total de comprimare $\pi^*_{t_H}$, este determinat de produsul dintre gradul de comprimare în dispozitivul de admisie $\pi^*_{d_H}$ și cel din compresor $\pi^*_{C_H}$. În regim subsonic $\pi^*_{d_H}$ este exprimat de relația:

$$\pi^*_{d_H} = \left(1 + \frac{w^2}{2010\, T_H}\right)^{3,5} = (1 + 0{,}35\, M_H^2)^{3,5}, \tag{1}$$

iar în regim supersonic, pentru unda de șoc dreaptă:

$$\pi^*_{d_H} = \frac{166{,}7\, M_H^6}{(6\, M_H^2 - 1)^{2,5}}. \tag{2}$$

La turația constantă, lucrul mecanic specific, primit de compresor rămînînd constant $\pi^*_{C_H}$ va fi dat de relația:

$$\pi^*_{C_H} = \left[\frac{T_0}{T_H}\,\frac{\pi^{*\,0,286}_{C_0} - 1}{1 + 0{,}2\, M_H^2} + 1\right]^{3,5}. \tag{3}$$

În acest caz, pentru viteze subsonice, gradul total de comprimare este dat de relația:

$$\pi^*_{t_H} = \left[1 + 0{,}2\, M_H^2 + \frac{T_0}{T_H}(\pi^{*0,286}_{C_0} - 1)\right]^{3,5}. \tag{4}$$

La viteze supersonice $\pi^*_{t_H}$ se obține prin înmulțirea valorilor obținute din relațiile (2) și (3). Valoarea presiunii totale p^*_2 din fața camerei

de ardere se determină din relația

$$p_2^* = \pi_{t_H}^* p_H, \tag{5}$$

(unde p_H este presiunea mediului la înălțimea H), iar temperatura se determină cu relația:

$$T_{2_H}^* = T_H (1 + 0{,}2\ M_H^2) + T_0 (\pi_{C_0}^{*0{,}286} - 1), \tag{6}$$

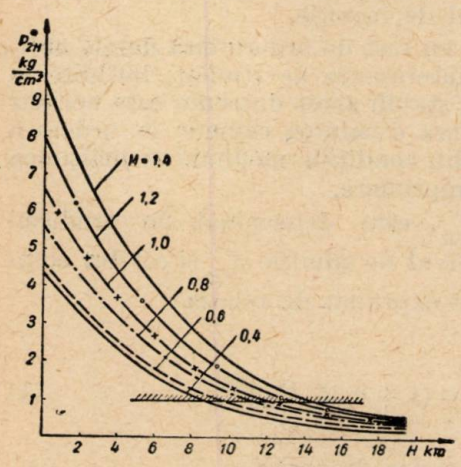


Fig. 4. — Variația presiunii $p_{2_H}^*$ în funcție de înălțimea H și de viteza de zbor M.

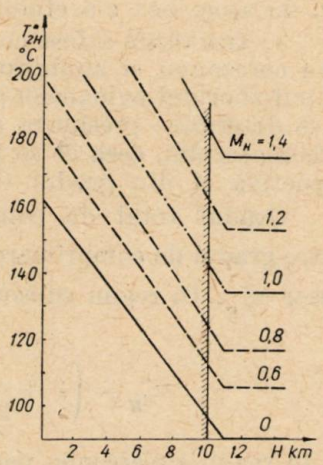


Fig. 5. — Variația temperaturii $T_{2_H}^*$ în funcție de înălțimea H și viteza de zbor M.

deoarece s-a considerat că turația compresorului este aceeași la sol și în înălțime și lucrul mecanic al acestuia este constant $L_{C_H} = L_{C_0}$ adică

$$\frac{k}{k-1} R (T_{2_H}^* - T_H^*) = \frac{k}{k-1} R\, T_0 \left(\pi_{C_0}^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right). \tag{7}$$

Valorile maxime ale parametrilor de stare ai aerului la intrarea în camera de ardere, în funcție de viteza și înălțimea de zbor pentru $p_{20}^* = 4{,}3$ sînt prezentate în figurile 4 și 5.

Din datele prezentate rezultă că presiuni de ordinul $p_2^* = 1{,}0 - -1{,}02$ ata și temperaturi de ordinul $T_2^* = 290 - 310°K$ corespund situațiilor întîlnite la turbomotoarele ce zboară la $M = 0{,}6 - 1{,}1$, la înălțimi de $H = 11 - 14$ km. Literatura de specialitate indică că la aceste regimuri de lucru influența naturii chimice a combustibilului este pregnantă.

Debitele de aer pentru camera cercetată calculate cu relația:

$$G_{a_H} = G_{a_0} \frac{p_H}{p_0} \frac{\pi_{t_H}^*}{\pi_{t_0}^*} \tag{8}$$

rezultă din figura 6 ; se indică domeniul de debite care va fi asigurat în timpul experimentărilor pentru a se putea considera rezultatele obținute pe instalația experimentală ca fiind valabile și pentru rezultatele ce se pot obține în turbomotoarele de avion.

S-a analizat problema influenței finetii pulverizării asupra procesului de ardere din camera de ardere. În general finețea pulverizării este funcție de presiunea sub care este trimis combustibilul. Pentru a avea similitudine

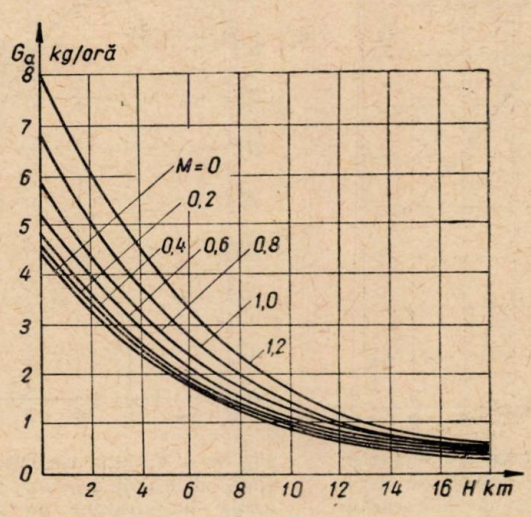


Fig. 6. — Variația debitului de aer G_a în funcție de înălțimea H și de viteza de zbor M.

de interpretarea datelor ar fi necesar ca să se păstreze finețea pulverizării combustibilului, atît pe instalația de modelare, cît și pe instalația de turbomotor, cu alte cuvinte la camere asemenea presiunea de injecție să fie egală. Autorii au considerat că la arderea în curent turbulent finețea pulverizării de la o anumită limită nu mai este esențială și de aceea au menținut o presiune de injecție relativ scăzută de $p = 2{,}5-3{,}5$ kgf/cm^2.

4. În studiul experimental efectuat s-a urmărit determinarea modului în care este influențat coeficientul de perfecțiune al arderii în camera de ardere ξ_{c_a} de natura chimică a combustibilului.

Coeficientul de perfecțiune al arderii este precizat de relația:

$$\xi_{ca} = \frac{(1 + \alpha \min l)\, i_3^{\cdot\cdot} - \alpha \min l\, i_{2aer}^{\cdot\cdot}}{P_{ci}} \tag{9}$$

relație în care :

P_{ci} [kcal/kg] — puterea calorifică inferioară a combustibilului ;

$i_3^{\cdot\cdot}$ [kcal/kg] — entalpia totală a gazelor la ieșirea din camera de ardere ;

$i_2^{\cdot\cdot}$ [kcal/kg] — entalpia totală a aerului la intrarea în camera de ardere;
α [—] — coeficientul excesului de aer;
$\min l$ [kg/kg] — cantitatea teoretică de aer.

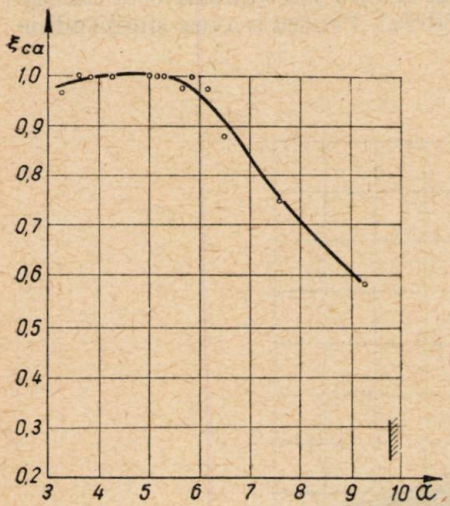


Fig. 7. — Variaţia coeficientului de perfecţiune al arderii ξ_{ca} cu excesul de aer α în cazul concentratului de hidrocarburi parafinice ($\rho = 0{,}777$ g/cm³, interval de distilare 150 — 248°C).

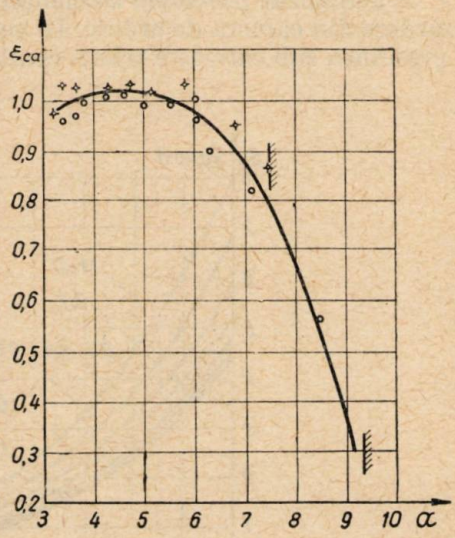


Fig. 8. — Variaţia coeficientului de perfecţiune al arderii ξ_{ca} cu excesul de aer α în cazul concentratului de hidrocarburi naftено-parafinice ($\rho = 0{,}80$ g/cm³ interval de distilare 151—252°C).

Pentru determinarea coeficientului excesului de aer, este necesar să se precizeze valoarea debitului de aer:

$$G_a = S_2 w_2 \gamma_2 = S_2 w_2 \frac{p_2}{R T_2}, \tag{10}$$

unde w_2 reprezintă viteza de curgere.

Presiunea p_2 şi temperatura T_2 determinate reprezintă valoarea medie în secţiunea 2 (fig. 2), pentru a avea valoarea medie a vitezei, se integrează repartiţia reală a vitezei în secţiunea 2, aceeaşi valoare a vitezei medii poate fi determinată indirect, cu suficientă precizie; pornind de la ipoteza $T_2^{\cdot} = T_2$; în acest caz $w_2 = \lambda_2 a_{cr}$

şi $a_{cr} = \sqrt{\frac{2k}{k-1} g R T_2^{\cdot}} = 18{,}3 \sqrt{T_2^{\cdot}}$ iar valoarea λ_2 se determină din tabele cunoscînd valoarea raportului $\frac{p_2}{p_2^{\cdot}}$ deci valoarea funcţiei

$$\pi(\lambda) = \frac{p_2}{p_2^{\cdot}} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_2^2\right)^{\frac{k}{k-1}} \tag{11}$$

unde k — exponentul izentropic.

În afară de încercările de ardere s-a urmărit și determinarea limitei de rupere a frontului de flacără, ceea ce s-a obținut prin scăderea continuă a debitului de combustibil, această determinare a fost făcută la aceeași valoare a debitului de aer.

Valorile obținute au fost reprezentate în figurile 7, 8, 9 și 10. Reprezentarea lor separată se datorește valorilor relativ apropiate în zona exce-

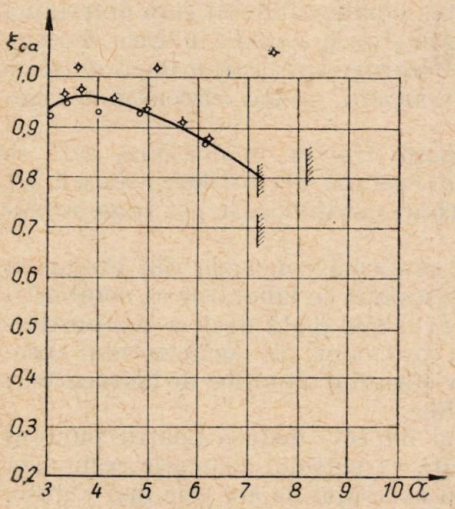


Fig. 9. — Variația coeficientului de perfecțiune al arderii ξ_{ca} cu excesul de aer α în cazul concentratului de hidrocarburi aromatice ($\rho = 0{,}873$ g/cm³, interval de distilare 133—240°C).

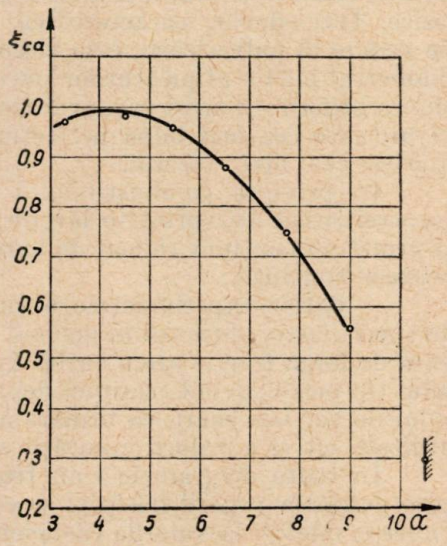


Fig. 10. — Variația coeficientului de perfecțiune al arderii ξ_{ca} cu excesul de aer α a unui combustibil *TMA* tip T_2 ($\rho = 0{,}786$ g/cm³, interval de distilare 133—348°C).

selor de aer corespunzătoare regimului nominal. Valorile supraunitare din figura 9 se explică prin aceea că valorile determinate au fost la limita superioară a erorii de măsură care se cifrează la 6%, valorile reale fiind foarte aproape de unitate.

Din datele prezentate, rezultă următoarele:

— coeficientul de perfecțiune al arderii este puternic influențat de valoarea excesului de aer; se constată că o anumită cameră de ardere are un anumit domeniu de variație al excesului de aer pentru ca ξ_{ca} să rămînă în limite admisibile. În afara acestui domeniu arderea este imperfectă ξ_{ca} scăzînd rapid;

— pentru o anumită cameră de ardere, domeniul optim de variație al coeficientului excesului de aer, cel mai redus, corespunde hidrocarburilor aromatice ($\alpha = 3{,}5—4{,}5$), hidrocarburile parafinice și naftenice, avînd un domeniu vizibil mai larg ($\alpha = 3—6$) [3];

— în timp ce, pentru camera studiată, hidrocarburile parafinice și naftenice realizează, în cadrul domeniului optim, o ardere completă, hidrocarburile aromatice nu au putut realiza o ardere la $\xi_{ca} \cong 1$;

— limita stabilității arderii este influențată de natura combustibilului, într-adevăr excesul maxim de aer la care arderea mai este stabilă, are valoarea cea mai mare la hidrocarburile parafinice, apoi la cele naftenice, pentru a realiza o scădere pronunțată la petrolul aromatic [4].

Trebuie subliniat că diferențele obținute, în ceea ce privește coeficientul de perfecțiune al arderii, nu pot fi explicate decît prin variația naturii chimice a combustibilului și nu prin variația caracteristicelor sale fizice. Într-adevăr, caracteristica fizică cea mai importantă din punct de vedere al pulverizării, este viscozitatea combustibilului care determină diametrul mediu al picăturilor pulverizate și prin aceasta indirect, perfecțiunea arderii. În acest caz, ar fi trebuit ca grupa hidrocarburilor aromatice să prezinte cea mai bună perfecțiune a arderii, avînd vîscozitatea cinematică cea mai scăzută.

În privința combustibilului de largă fracție de distilare, care se caracterizează atît printr-o lărgire a intervalului de distilare primară, cît și printr-un conținut ridicat de hidrocarburi parafinice, se pot trage următoarele concluzii :

— datele experimentale obținute confirmă concluzia din literatura de specialitate, obținută în general pe instalații de laborator că combustibilul de largă fracție are o curbă $\xi_{ca} = f(\alpha)$ mai plată decît a combustibilului tip petrol, avînd maximul deplasat spre valori ale coeficientului excesului de aer mai mari, ca urmare atît a efectului tipurilor de hidrocarburi utilizate cît și a valorii greutății specifice.

În toate diagramele s-au trasat și limitele deduse pentru punctul corespunzător ruperii flăcării ; se constată că petrolul aromatic realizează ruperea flăcării la valorile coeficientului excesului de aer cele mai reduse.

★

Experimentările efectuate scot în relief influența naturii chimice a combustibilului asupra procesului de ardere.

Dintre grupele de hidrocarburi studiate, cele aromatice prezintă deficiențe avînd coeficienți de perfecțiune ai arderii mai reduși și domenii de utilizare mai înguste. În timpul arderii acestor grupe de hidrocarburi s-au făcut constatări calitative ; flacăra este prost distribuită în cameră, gazele au particole și un miros caracteristic de nearse. Cunoscînd și tendința adeseori menționată în literatură, a acestor hidrocarburi de a prezenta depuneri mari în timpul funcționării, este necesar de a reduce la minimum prezența hidrocarburilor aromatice în petrolurile *TMA*. În consecință, din tabelele 1 și 2 se pot determina schelele din care este util a se realiza, prin selecționarea materiei prime, combustibil *TMA* luînd evident și alte criterii în considerare, dintre care criteriul producției de țiței și al randamentului fabricației sînt foarte importante.

Ca urmare a erorilor de măsură relativ mari de care au fost afectate determinările prezentate în această lucrare, rezultă necesitatea de a mări precizia de determinare a valorilor prin perfecționarea instalației experimentale folosite.

ÉTUDE DE L'INFLUENCE DE LA NATURE CHIMIQUE DES COMBUSTIBLES SUR LE PROCESSUS DE COMBUSTION DANS LES TURBOMOTEURS

RÉSUMÉ

Le pétrole utilisé comme combustible dans les turbomoteurs d'avion est caractérisé par l'intervalle de distillation de 140—220°C pour le pétrole du type T_1 et par l'intervalle de 70—260°C pour le pétrole du type T_2, à grande fraction de distillation. Dans les tableaux 1 et 2 on trouve les principales données, fournies par l'analyse selon les normes roumaines STAS, pour les divers pétroles bruts représentatifs, c'est-à-dire des pétroles pouvant être raffinés séparément. Cette analyse montre que les combustibles étudiés offrent une variation sensible dans leur composition chimique. Les auteurs tâchent de déterminer l'influence que la composition chimique des combustibles exerce sur le processus de combustion.

Les études ont été effectuées à l'aide de l'installation d'une chambre de combustion (fig. 2 et 3).

Les expériences ont consisté à déterminer, au moyen de la formule (9), le coefficient de perfection de la combustion ξ_{ca} en fonction du coefficient de l'excès d'air α pour trois combustibles-étalon : un concentré d'hydrocarbures paraffiniques (fig. 7), un concentré d'hydrocarbures naphténo-paraffiniques (fig. 8) et un concentré d'hydrocarbures aromatiques (fig. 9), ainsi que pour un combustible *T M A* du type T_2 (fig. 10). En outre, ils ont déterminé aussi les limites de rupture de la flamme dans le cas d'un débit constant d'air.

Les recherches expérimentales ont établi que le coefficient de perfection de la combustion est plus faible dans le cas des hydrocarbures aromatiques.

BIBLIOGRAFIE

1. P. POPESCU, V. PIMSNER, C. A. VASILESCU, *Contribuții la studiul și fabricația combustibililor pentru turbomotoare de avion*. M.F.A., București, 1955.
2. V. PIMSNER, C. A. VASILESCU, *Direcții de cercetare în stabilirea influenței caracteristicilor fizico-chimice ale combustibilului asupra motorului turboreactor*. Studii și cercetări de energetică *2*, 229 (1960).
3. И. М. ПАУШКИН, *Химический состав, свойства реактивных топлив*. Издательство Академии Наук СССР, Москва,1958.
4. Н. А. РАГОЗИН, *Реактивные топлива*, Гостоптехиздат, Москва,1959.

DETERMINAREA COEFICIENTULUI DE DEBIT AL ORIFICIILOR ŞI CANALELOR CAMERELOR DE ARDERE ALE MOTOARELOR CU APRINDERE PRIN COMPRESIUNE

DE

C. A. VASILESCU şi S. HÎNCU

La motoarele cu aprindere prin compresiune şi injecţie indirectă, camera de ardere este divizată, legătura dintre cele două părţi ale camerei de ardere efectuîndu-se prin canale sau orificii. Prin aceste orificii se realizează curgerea gazului în următoarele moduri :

— din cilindru în camera separată pe evoluţia de compresiune. În acest caz, mediul care curge este aer ;

— din camera de ardere în cilindru şi înapoi. Acest proces cu caracter oscilant se realizează în timpul evoluţiei de ardere, mediul ce participă fiind un amestec de aer, vapori de combustibil şi produse de ardere ;

— din camera de ardere în cilindru în timpul evoluţiei de destindere, mediul ce participă fiind gaze arse.

Acest proces de curgere este însoţit de diferite pierderi care toate se concretizează într-o transformare ireversibilă a energiei. Ca urmare, debitul real G care curge prin aceste orificii, este mai mic decît debitul teoretic G_{th} raportul lor fiind numit coeficientul de debit μ :

$$\mu = \frac{G}{G_{th}}. \qquad (1)$$

În valoarea coeficientului de debit sînt cuprinse atît micşorarea vitezei de curgere cît şi micşorarea secţiunii de curgere faţă de valorile teoretice.

Scopul acestui articol este de a arăta importanţa determinării coeficientului de debit pentru orificiile camerelor divizate şi metoda experimentală pentru măsurarea lui.

1. Fenomenul de curgere între cele două camere, se datoreşte, fie variaţiei de presiune cauzată de deplasarea pistonului, fie variaţiei de presiune cauzată de ridicarea temperaturii produsă de ardere. Această variaţie de presiune poate avea o creştere în timp $\frac{dp}{d\tau}$ infinit mică în care caz, presiunea în camera din cilindru p va fi egală cu presiunea în camera separată p' (curba a, fig. 1). În cazul în care viteza de creştere a presiunii este infinit mare, presiunea nu variază decît în camera în care are loc acest proces (spre exemplu, în cilindru curba b). În realitate, procesul de variaţie a presiunii are loc cu o viteză finită. Ca urmare a creşterii presiunii într-una din camere, gazul curge în cealaltă şi datorită rezistenţelor întîlnite în canalele sau orificiile de curgere, presiunea în aval va fi mai scăzută, astfel că în general $p \neq p'$ (curbele c şi d fig. 1).

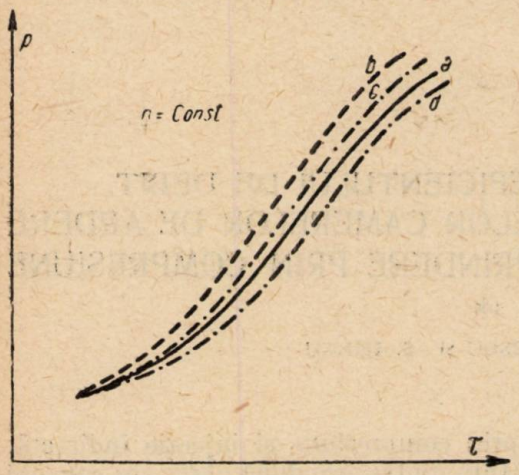


Fig. 1. — Variaţia presiunii în motorul cu aprindere prin compresiune şi cameră divizată, în timpul compresiunii; a — variaţia presiunii cînd $\frac{dp}{d\tau} \to 0$, $p = p'$; b — variaţia presiunii p cînd $\frac{dp}{d\tau} \to \infty$, $p' = 0$; c — curba p; d — curba p'.

Calculul debitului de gaz ce curge dintr-o cameră în alta se efectuează cu relaţia

$$G = \mu f \gamma w, \qquad (2)$$

unde f — secţiunea totală de curgere, γ — greutatea specifică, w — viteza de curgere. Aceste elemente pot fi cunoscute sau calculate cu suficientă precizie, urmînd ca pentru determinarea debitului să se cunoască exact şi valoarea coeficientului de debit μ.

Valoarea acestui coeficient influenţează schimbul de substanţă între cele două camere, deci pînă la urmă procesul de ardere în motor şi prin urmare, performanţele acestuia. Coeficientul de debit este necesar să fie cunoscut şi în cazul în care se fac calcule de ciclu real sau prelucrări de diagrame indicate. De asemenea, este normal — la acelaşi efect produs asupra fenomenului de ardere — să se folosească forma de secţiune care duce la pierderea de natură aerodinamică minimă.

Valoarea coeficientului de debit depinde nu numai de forma, poziţia şi starea suprafeţii canalelor şi orificiilor ci şi de viteza fluidului şi prin urmare valoarea acestuia este variabilă în timpul proceselor din motor. Practica curentă în literatură, de a admite un coeficient de debit constant, poate conduce la erori în aprecierea corectă a proceselor de lucru din motoarele cu cameră divizată.

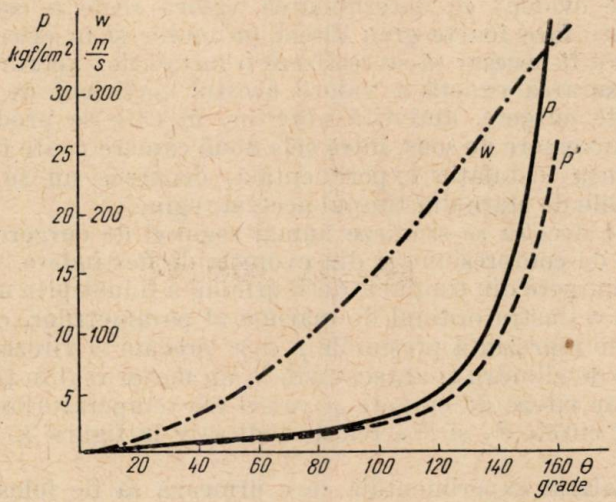


Fig. 2. — Variația parametrilor gazului ce curge între cele două compartimente ale camerei de ardere în timpul compresiunii; p — presiunea în camera principală; p' — presiunea în camera separată (antecameră); w — viteza de curgere.

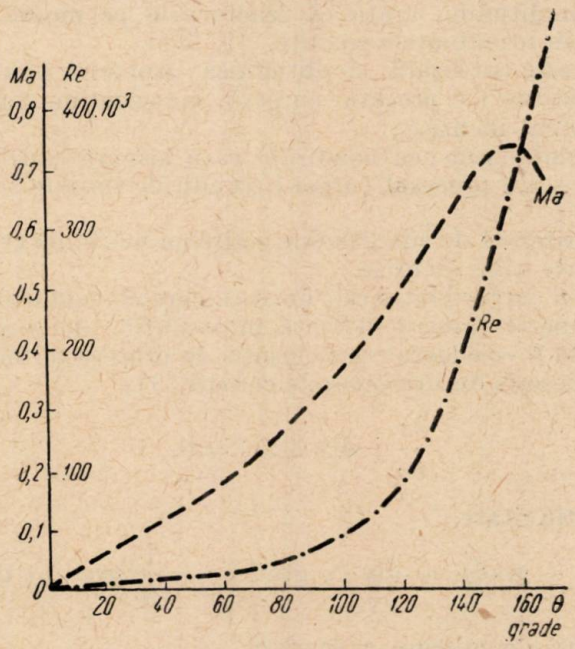


Fig. 3. — Variația cifrelor $\mathfrak{Re}$ și $\mathfrak{Ma}$ pentru gazul ce curge în timpul evoluției de compresiune între cele două compartimente ale camerei de ardere ale motorului cu aprindere prin compresiune și cameră divizată.

2. Este evident că determinarea valorii reale a coeficientului de debit se poate face foarte greu direct pe motor și în orice caz cu multă imprecizie. Va fi necesar să se realizeze o instalație experimentală care să permită măsurarea exactă a valorii acestui coeficient de debit.

Faza de curgere, amintită anterior, în care se produce un regim oscilant, cu inversare de sens, între cele două camere poate fi greu studiată pe o asemenea instalație experimentală, deoarece nu se pot cunoaște exact condițiile de stare din timpul acestui regim.

Rămîne deci să se studieze numai regimul de curgere nepermanent din evoluția de compresiune și din evoluția de destindere, valoarea coeficientului de curgere din timpul arderii urmînd a fi luat prin apreciere.

Pentru a ilustra ordinul de mărime al parametrilor, ce intră în joc, în figura 2, se reprezintă presiunile p și p' precum și viteza de curgere w între camera de cilindru și antecameră la un motor real în timpul compresiunii. Acestor viteze de curgere și valori ale temperaturilor și presiunilor le corespund cifrele $\mathcal{R}_e$ și $\mathcal{M}_a$ redate indicativ în figura 3.

3. Instalația experimentală care urmează să fie folosită trebuie să modeleze fenomenul curgerii în laturile lui importante și să permită efectuarea de măsurători cu precizia necesară. Rezultatele acestor măsurători prelucrate pe baza teoriei similitudinii, vor putea fi apoi folosite la calculul și dimensionarea prototipului.

Teoria similitudinii arată că fenomenele pe model și pe prototip sînt asemenea în următoarele condiții [1], [2]:

a) dacă este realizată similitudinea geometrică a conturului în interiorul căruia are loc procesul curgerii, iar ecuațiile care descriu acest proces sînt formal identice;

b) dacă sînt asemenea condițiile care asigură unicitatea soluțiilor ecuațiilor ce descriu procesul curgerii (condițiile inițiale și la limită, constantele fizice);

c) dacă criteriile de similitudine scrise cu mărimile ce intră în condițiile de unicitate sînt identice.

Fenomenul curgerii între cele două camere ale motorului cu aprindere prin compresiune și cameră divizată în evoluțiile de compresiune și de destindere poate fi considerat ca neînsoțit de procese termochimice, astfel că el poate fi descris de următoarele ecuații [3]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \operatorname{div}\,(\rho \bar{w}) = 0, \tag{3}$$

ecuația de continuitate,

$$\rho \frac{d\bar{w}}{d\tau} = -\operatorname{grad} p + \operatorname{div}\,(\eta \operatorname{grad} \bar{w}) + \frac{1}{3} \operatorname{grad}\,(\eta \operatorname{div} \bar{w}), \tag{4}$$

ecuația cantității de mișcare a gazelor

$$\rho \frac{d}{d\tau}\left(c_v T + A \frac{\bar{w}\,\bar{w}}{2}\right) = A \operatorname{div}\,(\bar{p}_n \bar{w}) + \operatorname{div}\,(\lambda \operatorname{grad} T), \tag{5}$$

ecuația conservării energiei,

$$\frac{p}{\rho} = RT, \tag{6}$$

ecuația de stare.

Notațiile utilizate în aceste expresii sînt următoarele:

ρ — masa specifică,
τ — timpul,
$\overline{w}$ — vectorul viteză;
p — presiunea;
η — coeficientul de vîscozitate dinamică;
c_v — căldura specifică la volum constant;
T — temperatura absolută;
A — echivalentul caloric al lucrului mecanic;
λ — coeficientul de conductibilitate termică al gazului;
$\overline{p}_n$ — tensorul intensității forțelor de suprafață;
R — constanta gazelor.

În condițiile de unicitate ale acestor ecuații intră conturul geometric în interiorul căruia au loc fenomenele curgerii, valoarea parametrilor fizici care caracterizează gazul: condițiile la limită și cele inițiale.

Condițiile la limită sînt date de distribuția vitezelor și a temperaturii pe contur și presiunii într-o anumită secțiune, de exemplu în secțiunea de intrare în canalele de legătură între camerele divizate.

Condițiile inițiale se referă la distribuția vitezelor și a temperaturii la un moment dat al timpului, admis în mod convențional origine.

Notînd cu α raportul a două mărimi corespunzătoare în puncte omoloage și punînd condiția ca atît pe model cît și pe prototip ecuațiile de mai sus să fie identice, iar condițiile de unicitate să fie asemenea, rezultă următoarele criterii de similitudine (teorema 1 a similitudinii):

$$\frac{\alpha_w \cdot \alpha_\tau}{\alpha_e} = \alpha_{H0} = 1, \tag{7}$$

criteriul de omocronie;

$$\frac{\alpha_\rho \cdot \alpha_w \cdot \alpha_e}{\alpha_\eta} = \alpha_{\mathcal{R}_e} = 1, \tag{8}$$

criteriul Reynolds;

$$\frac{\alpha_\rho \cdot \alpha_w^2}{\alpha_p} = \alpha^2_{\mathcal{M}_a} \cdot \alpha_\chi = 1 \tag{9}$$

criteriul combinat Mach, unde $\varkappa = \frac{c_p}{c_v}$ (raportul între căldura specifică la presiune constantă și căldura specifică la volum constant);

$$\frac{\alpha_\rho \cdot \alpha_{c_v} \cdot \alpha_e \cdot \alpha_w}{\alpha_\lambda} = \alpha_{\mathcal{E}_e} = 1 \tag{10}$$

criteriul lui Peclet, care, folosind notaţiile $a = \frac{\lambda}{c_v \cdot \rho}$ şi $\nu = \frac{\eta}{g}$ poate fi înlocuit cu criteriul Prandtl $\left(\mathcal{P}_L = \frac{v}{a}\right) : \alpha_{\mathcal{P}_r} = \frac{\alpha_\nu}{\alpha_a} \cdot \alpha_{\mathcal{R}_e} = \alpha_{\mathcal{P}_r} = 1$;

$$\frac{\alpha_w^2}{\alpha_{c_v} \cdot \alpha_{\Delta T}} = \alpha_\theta = 1, \tag{11}$$

criteriul de temperatură.

Prin urmare, invarianţii care rezultă din existenţa similitudinii sînt H_0, $\mathcal{R}_e$, $\mathcal{M}_a$, $\mathcal{P}_r$, $\varkappa$, θ. Condiţiile de unicitate ale ecuaţiilor (3), (4), (5) intră în toate criteriile obţinute mai sus. Conform teoremei a 3-a a similitudinii [4] aceste criterii sînt şi criterii determinante. Prin urmare, pentru obţinerea unei similitudini exacte, ar trebui respectate toate aceste criterii. În plus, dacă se ţine seama şi de schimbul de căldură între amestecul de gaze şi pereţii camerei de ardere, din ecuaţia lui Newton

$$-\lambda \cdot \text{grad}\, T = \alpha_* \, \Delta T \tag{12}$$

rezultă încă un criteriu de similitudine, criteriul Nusselt, sub forma :

$$\frac{\alpha_{\alpha_*} \cdot \alpha_e}{\alpha_\lambda} = \alpha_{\mathcal{N}_u} = 1 \tag{13}$$

unde α_* este coeficientul de convecţie, ΔT — diferenţa de temperatură între pereţi şi amestecul de gaze.

Pe baza celei de-a doua teoreme a similitudinii (teorema II) se poate scrie între toate criteriile astfel obţinute, o relaţie funcţională de forma :

$$F(H_o, \mathcal{R}_e, \mathcal{M}_a, \mathcal{P}_r, \varkappa, \theta, \mathcal{N}_u, Si) = 0 \tag{14}$$

unde Si — reprezintă rapoartele simple care interesează în studiu(simplexuri) între două mărimi de acelaşi fel.

Pentru gaze biatomice — în evoluţia de compresiune mediul de lucru este aer, iar pe cea de destindere, gazele arse au o pondere mare de azot — se poate admite $\mathcal{P}_r$ — idem, $\varkappa$ — idem, indiferent de temperatură şi prin urmare, aceste criterii nu mai intervin. În plus, se poate considera că datorită timpului scurt în care se produce curgerea, fluxul de căldură influenţează foarte puţin asupra coeficientului de debit μ. Admiterea unei asemenea ipoteze este dictată şi de faptul că pe model practic, este imposibil să se reproducă condiţiile în care are loc schimbul de căldură între pereţii camerei de amestec şi amestecul de gaze, condiţii variabile şi necunoscute de altfel pe prototip. În limitele acestei ipoteze relaţia (14) devine

$$F'(H_0, \mathcal{R}_e, \mathcal{M}_a, Si) = 0. \tag{15}$$

Practica arată că determinarea experimentală a coeficientului de debit se poate face cu suficientă precizie, fără să se ţină seama de criteriul de omocronie H_0, pe instalaţii în care curgerea fluidului are loc în regim permanent. Acest fapt simplifică mult instalaţia model, criterii determinante rămînînd în acest caz numai $\mathcal{R}_e$ şi $\mathcal{M}_a$. Coeficientul de debut μ, fiind un raport simplu (simplex), conform relaţiei (15) va avea expresia

$$\mu = f(\mathcal{R}_e, \mathcal{M}_a), \tag{16}$$

unde f este o funcţie ce urmează a fi determinată experimental.

4. Funcționînd în regim permanent, instalația model pentru determinarea coeficientului de debit, modifică întrucîtva configurația curenților în cele două camere (fig. 4).

Cu toate acestea, deoarece fenomenele care influențează coeficientul de debit sînt localizate în zona orificiului sau a canalului de legătură între

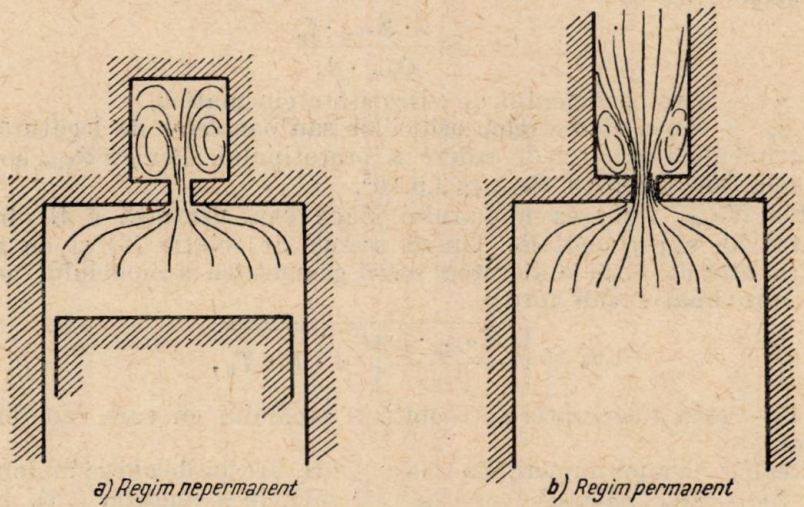


Fig. 4. — Configurația curenților de gaz în timpul curgerii; *a* — pe prototip în regim nepermanent; *b* — pe model în regim permanent.

cele două compartimente ale camerei de ardere, unde spectrul liniilor de curent practic este același, erorile care se fac sînt neglijabile.

Alegerea scării geometrice de realizare a modelului, trebuie să țină seama de instalația de debit de care se dispune, de necesitatea satisfacerii criteriilor $\mathcal{R}_e$ și $\mathcal{M}_a$ și de metodologia de efectuare a experiențelor. Pe model urmează a se lucra cu o instalație de suflante sau compresoare de aer.

Notînd cu f_p aria totală a secțiunilor orificiilor sau camerelor dintre cele două compartimente ale camerei de ardere ale prototipului, cu Q_{max} și $\frac{\Delta p}{\gamma}$ debitul volumetric maxim de aer și înălțimea pînă la care poate fi ridicat la instalația de care dispunem, prima condiție impusă la alegerea scării geometrice se poate exprima aproximativ sub forma:

$$\alpha_e > \sqrt{\frac{\mu \cdot f_p}{Q_{max}} \sqrt{2g\frac{\Delta p}{\gamma}}} \tag{17}$$

unde μ este coeficientul de debit (orientativ $\mu \simeq 0{,}7$) iar $\alpha_l = \frac{l_{prototip}}{l_{model}}$ (raportul unei dimensii caracteristice a prototipului față de dimensia caracteristică a modelului).

Criteriul $\mathcal{R}_e$ trebuie să fie satisfăcut numai în domeniul valorilor mici: $\mathcal{R}_e < \mathcal{R}_{e_{lim}}$. În domeniul $\mathcal{R}_e > \mathcal{R}_{e_{lim}}$ se realizează fenomenul de automodelare şi coeficientul de debit nu mai depinde de acest parametru. Punînd condiţia ca numărul Reynolds pe model să fie mai mare decît numărul Reynolds limită ($\mathcal{R}_{e_m} > \mathcal{R}_{e_{lim}}$) se obţine o altă condiţie pentru scara geometrică α_e

$$\alpha_e > \frac{\nu \cdot \mathcal{R}_{e_{lim}} \cdot f_p}{Q_{max} \cdot d_p} \tag{18}$$

unde ν — este coeficientul de viscozitate cinematică,

d_p — suma diametrelor orificiilor sau canalelor de legătură între compartimentele camerei de ardere a prototipului. Pentru $\mathcal{R}_{e_{lim}}$ se poate lua acoperitor valoarea $\mathcal{R}_{e_{lim}} \cong 3{,}5 \cdot 10^5$.

Fie $\mathcal{M}_{a_{min}}$ valoarea numărului Mach care urmează a fi obţinută pe instalaţia experimentală. Ţinînd seama de relaţia (6) şi de relaţia $\alpha_x = 1$, o altă condiţie la alegerea scării geometrice a modelului poate fi scrisă aproximativ sub forma

$$\alpha_e > \sqrt{\frac{\mathcal{M}_{a_{min}} \cdot f_p}{Q_{max}}} \sqrt{\varkappa \cdot R \cdot T_0}, \tag{19}$$

unde T_0 — este temperatura absolută a mediului cu care funcţionează modelul.

Realizarea unor numere $\mathcal{M}_a$ relativ mari, are loc de obicei în domeniul în care $\mathcal{R}_e > \mathcal{R}_{e_{lim}}$; ca atare, condiţia (19) include şi condiţia (18). Pentru o scară geometrică α_e dată, relaţiile (17) şi (19) servesc la determinarea caracteristicilor instalaţiei de debit necesare.

Pentru a exemplifica cele arătate, se indică în tabela 1, modul în care variază scara geometrică a modelului în funcţie de criteriile folosite pentru alegerea ei.

Tabela 1

Scara geometrică a modelului (secţiunea orificiilor 2 cm²)

Instalaţia de aer comprimat		α_e după (17)	α_e după (18)	α_e după (19)
debit Q m³/h	presiunea H mm CA		mai mare ca	
100	350	0,570	0,285	4,650
1 400	290	0,134	0,020	1,245
900	3 000	0,100	0,032	1,550

Avînd în vedere dimensiunile mari în general ale prototipului, dificultăţile care apar la realizarea unei similitudini, geometrice exacte a modelului cu prototipul (inclusiv rugozitatea) precum şi metodologia experimentărilor se recomandă ca scara geometrică de modelare să fie $\alpha_e \leqslant 1$ adică modelul să fie mai mare sau cel mult egal cu prototipul.

5. Instalaţia experimentală realizată permite studiul modelelor la scara $\alpha_e = 1$. Un compresor de aer *a* (fig. 5) livrează aerul într-un vas de

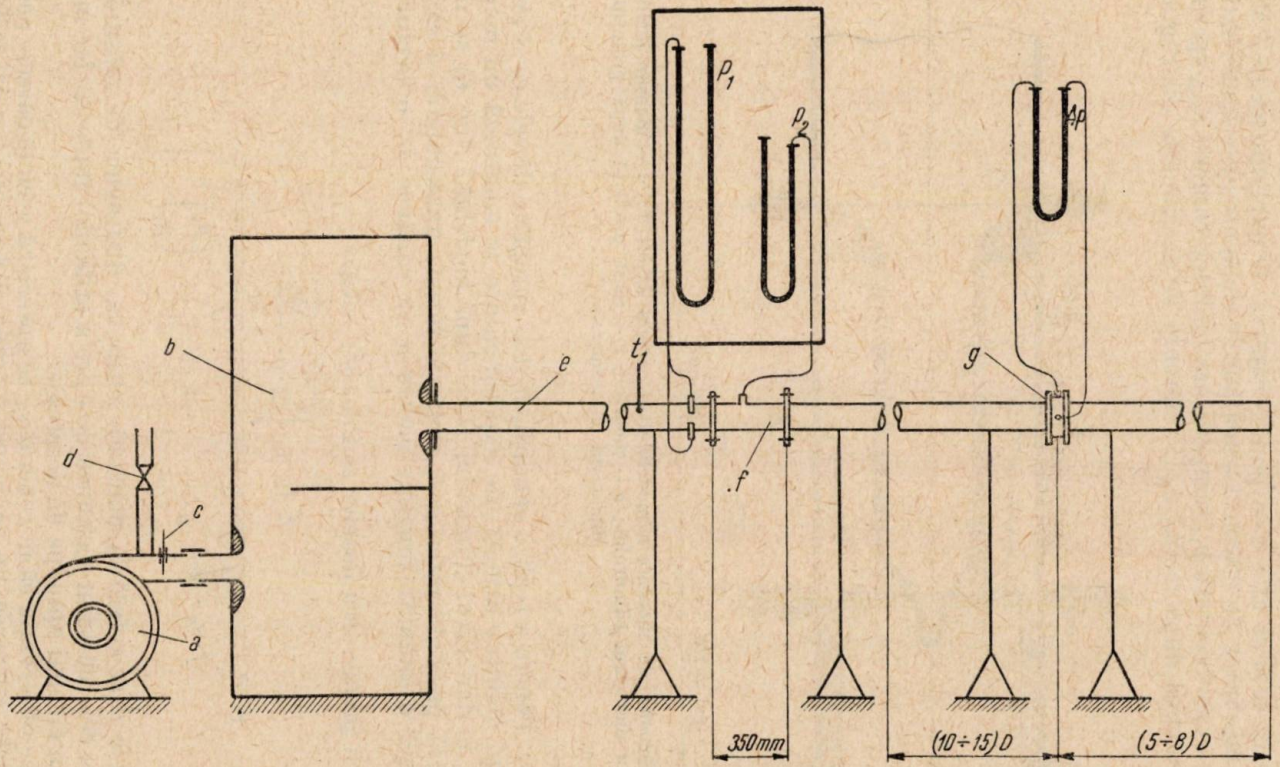


Fig. 5. — Instalația experimentală; *a* — compresor de aer; *b* — vas de egalizare; *c* — șubăr; *d* — ventil de descărcare; *e* — conductă; *f* — camera de experimentare; *g* — diafragmă de măsură.

egalizare b, debitul şi presiunea putînd să fie variate prin intermediul şubărului c şi al ventilului de descărcare în exterior d. Aerul trece în conducta e în care se află incorporată camera de experimentare f şi diafragma de măsură g. Se măsoară următoarele elemente : presiunea înaintea camerei de experimentare p_1, temperatura înaintea camerei de experimentare t_1, presiunea după model p_2 şi diferenţa de presiune la diafragma de

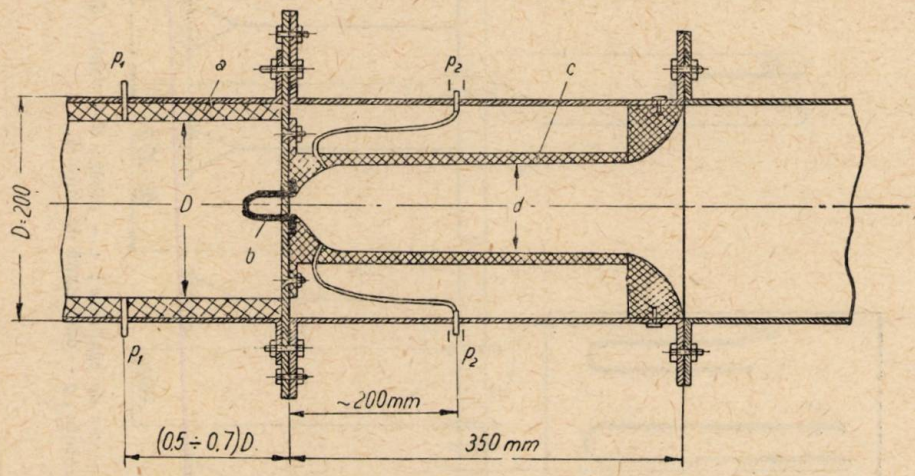


Fig. 6. — Schema de montare a modelului în camera de lucru ; a — manşon înaintea modelului la diametrul cilindrului ; b — modelul ; c — piesă profilată după prototip la diametrul antecamerei.

măsură Δp_d. Pentru a realiza condiţii cît mai apropiate de cele ce se petrec pe prototip, înaintea camerei de experimentare se montează un manşon din lemn a, la diametrul cilindrului D iar după modelul b (fig. 6) se montează o piesă profilată interior c, conform formei antecamerei şi care se continuă încă o anumită lungime pentru a nu conduce la o perturbare a curgerii.

Pentru prelucrarea datelor se foloseşte relaţia :

$$\mu = \frac{\xi \cdot f_d \cdot \gamma_d \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \dfrac{\Delta p_d}{\gamma_d}}}{f \cdot \gamma_2 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \dfrac{\varkappa}{\varkappa - 1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left[1 - \left(\dfrac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}}\right]}}, \tag{20}$$

unde indicele d se referă la mărimile citite la diafragma de măsură iar indicele 2 la cele citite în secţiunea de eşire a orificiilor unde se fac măsurătorile (sau cît mai aproape de acestea).

Se face observaţia că în general γ_d se apreciază greu deoarece, pentru a nu perturba curgerea nu se poate monta un termometru în regiunea diafragmei.

Valoarea lui γ_d depinde de presiune, care poate fi admisă ca fiind p_2 și de temperatura T_d. Teoretic, neexistînd schimb de lucru mecanic, temperatura înaintea diafragmei va trebui să fie egală cu aceea a aerului comprimat, adică $T_d = T_1$, în realitate ea este micșorată datorită schimbului de căldură. Fără a face o eroare prea mare și dat fiind că compresorul utilizat realizează un raport de comprimare scăzut, deci o creștere mică de temperatură, se poate lua temperatura la diafragmă egală cu temperatura mediului $T_d = T_0$.

6. Calculul erorilor se face pornind de la expresia (20) unde, în afara valorilor direct măsurate, apar și greutățile specifice γ_2 și γ_d care se calculează cunoscînd valorile temperaturilor și presiunilor respective. Dependența valorii greutății specifice de temperatură și presiune este caracterizată în acest caz, prin aceeea că variații mici ale presiunii și ale temperaturii, conduc la variații neglijabile pentru greutatea specifică. De aceea, se va presupune că erorile în valoarea coeficientului de debit μ obținute experimental, se datoresc în special erorilor care se fac la măsurarea mărimilor $\frac{\Delta p_d}{\gamma_d}$, p_1, p_2 și T_1 iar eroarea medie pătratică asupra coeficientului de debit este :

$$\sigma_\mu = \sqrt{\left(\frac{\partial \mu}{\partial \frac{\Delta p_d}{\gamma_d}}\right)^2 \sigma^2_{\frac{\Delta p_d}{\gamma_d}} + \left(\frac{\partial \mu}{\partial p_1}\right)^2 \sigma^2_{p_1} + \left(\frac{\partial \mu}{\partial p_2}\right)^2 \sigma^2_{p_2} + \left(\frac{\partial \mu}{\partial T_2}\right)^2 \sigma^2_{T_2}}, \quad (21)$$

unde prin σ s-a notat eroarea medie pătratică efectuată asupra unei mărimi.

Evident că eroarea asupra coeficientului de debit se îmbunătățește cetind cu o precizie cît mai mare valorile presiunilor și temperaturilor, însă ea depinde și de domeniul de lucru al instalației, adică de valorile efective citite.

DÉTERMINATION DU COEFFICIENT DE DÉBIT DES ORIFICES ET CANAUX DES CHAMBRES DE COMBUSTION DES MOTEURS À ALLUMAGE PAR COMPRESSION

RÉSUMÉ

Les auteurs montrent la nécessité et indiquent le moyen de déterminer le coefficient de débit des orifices et des canaux de liaison entre les deux chambres de combustion d'un moteur à allumage par compression, à chambres divisées.

Pour être à même de préciser le phénomène de combustion et les performances du moteur, il faut déterminer d'abord la valeur du coefficient de débit, qui est couramment utilisé dans le calcul du cycle réel de ces

types de moteurs. Il permet, en outre, d'interpréter les diagrammes indiqués et de caractériser les résistances aérodynamiques des diffuseurs des chambres de combustion.

Afin de déterminer le coefficient de débit, on choisit une installation permettant de réaliser un écoulement permanent. Par conséquent, le coefficient de débit déterminé ne pourra être utilisé qu'au cas où l'écoulement est réalisé dans un seul sens, c'est-à-dire soit du cylindre vers l'antichambre (compression), soit de l'antichambre vers le cylindre (détente), en négligeant, dans chaque cas, le critérium du synchronisme.

Les auteurs montrent qu'il est possible de réaliser des modèles, rien que selon les nombres de Reynolds et de Mach, et qu'il est nécessaire de choisir une échelle géométrique $\alpha_\ell = 1$.

Ils donnent aussi (paragr. 5) une description de l'installation utilisée.

BIBLIOGRAFIE

1. L. PRANDTL, *Hidroaeromecanica*, Moscova, 1951.
2. М. В. КИРПИЧЕВ, П. К. КОНАКОВ, *Математические основы теории подобия*. Москва, 1949.
3. М. В. КИРПИЧЕВ, *Теория подобия*. Москва, 1953.
4. К. Д. ВОСКРЕСЕНСКИЙ, *К доказательству обратной теоремы теории подобия. Теория подобия и моделирование*. Изд. АН СССР, Москва, 1951.

CONTRIBUȚII LA STUDIUL PERIOADEI DE ÎNTÎRZIERE LA AUTOAPRINDERE ÎN MOTOARELE CU APRINDERE PRIN COMPRESIUNE. INFLUENȚA ARHITECTURII CAMEREI SEPARATE DE TURBULENȚĂ *)

DE

MIRCEA NĂSTASE

1. Turbulența aerului din camerele separate de turbulență influențează puternic procesele fizico-chimice premergătoare autoaprinderii combustibilului injectat.

Influența turbulenței din camera separată de turbulență asupra perioadei de întîrziere la autoaprindere, se concretizează prin modificarea regimului de temperatură din cameră și prin activarea proceselor fizice, în special vaporizarea și amestecarea combustibilului injectat cu aerul.

Experiențe făcute în condiții de motor [3] au arătat că influența ridicării temperaturii asupra reducerii perioadei de întîrziere la autoaprindere scade cu creșterea regimului de temperatură.

De la o anumită valoare a temperaturii, creșteri suplimentare conduc la reduceri neînsemnate ale perioadei de întîrziere la autoaprindere.

Lucrarea de față își propune de a analiza rolul turbulenței aerului din camerele de turbulență, în condițiile cînd temperatura are o influență redusă asupra perioadei de întîrziere la autoaprindere — regimuri de temperaturi ridicate în camera de ardere, corespunzătoare unor avansuri optime la injecție.

Pentru estimarea turbulenței din camera separată de turbulență, se definește un parametru *grad de turbulență*, care nu ține seama de

*) Lucrare prezentată în ședința secției de termoenergetică la 7 XII 1961.

influența modificării turației motorului, prin relația

$$\xi = \frac{\omega_t}{\omega},$$

sau (1)

$$\xi = \frac{W_t}{R_t \omega},$$

unde :

ξ — gradul de turbulență ;
ω_t, W_t — viteza unghiulară și viteza periferică a aerului în camera separată de turbulență ;
ω — viteza unghiulară a arborelui cotit ;
R_t — raza camerei separate de turbulență, cînd aceasta are o formă sferică.

Din relația (1) rezultă că pentru o anumită cameră separată de turbulență, considerînd o mișcare dirijată a aerului în interiorul acestei camere, pentru a aprecia gradul de turbulență ξ este necesar să se cunoască viteza periferică W_t.

Determinarea mărimii W_t se face pe baza următoarelor ipoteze :

— În camera separată de turbulență mișcarea aerului are loc conform legii vîrtejului turbionar :

$$WR = W_t R_t = K, \tag{2}$$

unde

W — viteza unei anumite particule de fluid din camera separată de turbulență ;
R — raza la care se găsește particula de fluid de viteză W față de centrul vîrtejului ;
K — constantă.

Cercetări experimentale efectuate și prezentate în literatură [4] arată că ipoteza propusă, pentru formele obișnuite ale camerelor separate de turbulență (sferice, cilindrice) și pentru cursa de compresiune, pînă în momentul autoaprinderii combustibilului, exprimă suficient de exact realitatea.

— În camera de compresiune, aerul dezlocuit de piston se repartizează în mod uniform în întreaga cameră de ardere (camera din fața pistonului și camera separată de turbulență), presiunea fiind aceeași pentru o anumită poziție a pistonului motorului. Experimental se constată o diferență de presiune între camera din fața pistonului și camera de turbulență de 2—3 ata.

Pe baza acestor ipoteze, se demonstrează [1] că viteza de scurgere a aerului prin canalul de legătură în secțiunea f_k este

$$W_k = \frac{\omega}{2} \frac{V_k}{f_k} \Phi(\alpha), \tag{3}$$

unde

V_k — volumul camerei separate de turbulență;

$$\Phi(\alpha) = \frac{f_2(\alpha)}{\frac{1}{\varepsilon - 1} + \frac{1}{2} f_1(\alpha)},$$

$$f_1(\alpha) = 1 - \cos\alpha + \frac{\lambda}{4}(1 - \cos 2\alpha),$$

$$f_2(\alpha) = \sin\alpha + \frac{\lambda}{2}\sin 2\alpha.$$

Masa elementară de fluid dm_k care pătrunde în camera separată de turbulență este

$$dm_k = f_k W_k \rho dt, \tag{4}$$

unde

ρ — masa specifică a aerului în momentul considerat

$$dt = \frac{d\alpha}{6n}.$$

Înlocuind în expresia (4) mărimile cuprinse în această relație și integrînd din momentul închiderii supapei de admisie, determinat prin unghiul α pînă în momentul considerat, se găsește

$$m_k = \frac{\pi}{360} \rho V_k \int_{\alpha_0}^{\alpha} \Phi(\alpha) d\alpha. \tag{5}$$

Se mai face ipoteza că momentul cinetic al aerului din camera separată de turbulență M_t este egal cu momentul cinetic al aerului care intră în camera de turbulență pînă la momentul considerat M_k

$$M_t = M_k,$$

sau

$$dM_t = dM_k. \tag{6}$$

Momentul cinetic elementar al aerului care a trecut prin canalul de legătură este

$$dM_k = dm_k W_k r,$$

unde r — raza camerei separate de turbulență la care este tangent axul canalului de legătură (fig. 1).

Înlocuind și integrînd

$$M_k = \frac{\pi}{360} \frac{\omega}{2} \rho \frac{V_k^2}{f_k} r \int_{\alpha_0}^{\alpha} \Phi^2(\alpha) d\alpha. \tag{7}$$

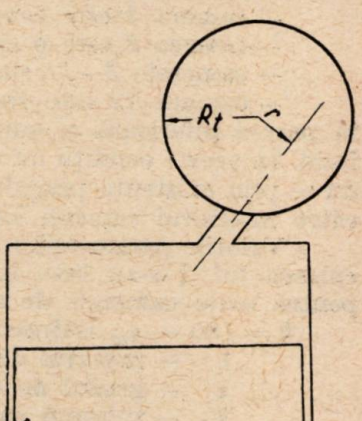


Fig. 1. — Schema camerei de ardere a unui motor cu cameră separată de turbulență.

Momentul cinetic al unei mase elementare de aer din camera separată de turbulență aflată la raza R este

$$dM_t = dm_t RW. \tag{8}$$

Luînd în considerare legea mișcării turbionare (2), înlocuind și integrînd

$$M_t = Km_t.$$

Egalînd valorile găsite pentru M_t și M_k se găsește în cele din urmă

$$W_t = \frac{\pi}{360} \frac{r\omega}{2} \frac{V_k}{f_k} \frac{1}{R_t} \int_{\alpha_0}^{\alpha} \Phi^2(\alpha) d\alpha, \tag{9}$$

și

$$\xi = \frac{\pi}{720} \frac{rV_k}{f_k} \frac{1}{R_t^2} \int_{\alpha_0}^{\alpha} \Phi^2(\alpha) d\alpha. \tag{10}$$

2. Gradul de turbulență ξ conform relației stabilite poate fi modificat, variind parametrii r, V_k, f_k, R_t, $\Phi(\alpha)$. Pentru un motor construit, nu se pot mări sau micșora parametrii R_t — în cazul unei camere separate de turbulență sferică deci și V_k — și $\Phi(\alpha)$ — care depinde de momentul cînd se închide supapa de admisie — atît din considerente constructive, cît și din considerente funcționale ale motorului.

Dacă parametrii R_t și $\Phi(\alpha)$ sînt menținuți constanți gradul de turbulență ξ se poate modifica numai prin varierea parametrilor f_k și r adică a mărimilor care definesc forma și poziția secțiunii de scurgere între cele două părți componente ale camerei de ardere.

În aceste condiții, s-au făcut experimentări pe un motor policilindric, tip D-36 M, cu cameră separată de turbulență de 45 C.P. la 1 500 rot/min, 4 cilindri, în 4 timpi.

Cercetările au fost efectuate pe 12 camere separate de turbulență, care se deosebesc prin partea inferioară a camerei, care este mobilă (fig. 2).

Dintre acestea:

— camera *1* este camera originală a motorului;

— camera *2* este o cameră cu 3 canale de legătură;

— camerele *3—11* sînt camere cu diferiți parametri r și f_k;

— camera *12* este similară camerei *2*, cu deosebirea că s-a făcut în partea inferioară a camerei, un prag, de care se izbește curentul de fluid. În aceste condiții nu mai există o mișcare a fluidului dirijată, creîndu-se prin existența pragului, un curent care se deplasează de la exterior către interiorul camerei separate de turbulență.

Valorile parametrilor r, f_k și ξ sînt indicate în tabela 1. Pentru calcularea lui ξ s-au luat în considerare următoarele mărimi, constante pentru toate camerele de ardere:

$\theta = 180 - \alpha_0$, întîrzierea la închidere a supapei de admisie $\theta = 46°$;

λ — raportul dintre raza manivelei și lungimea bielei;

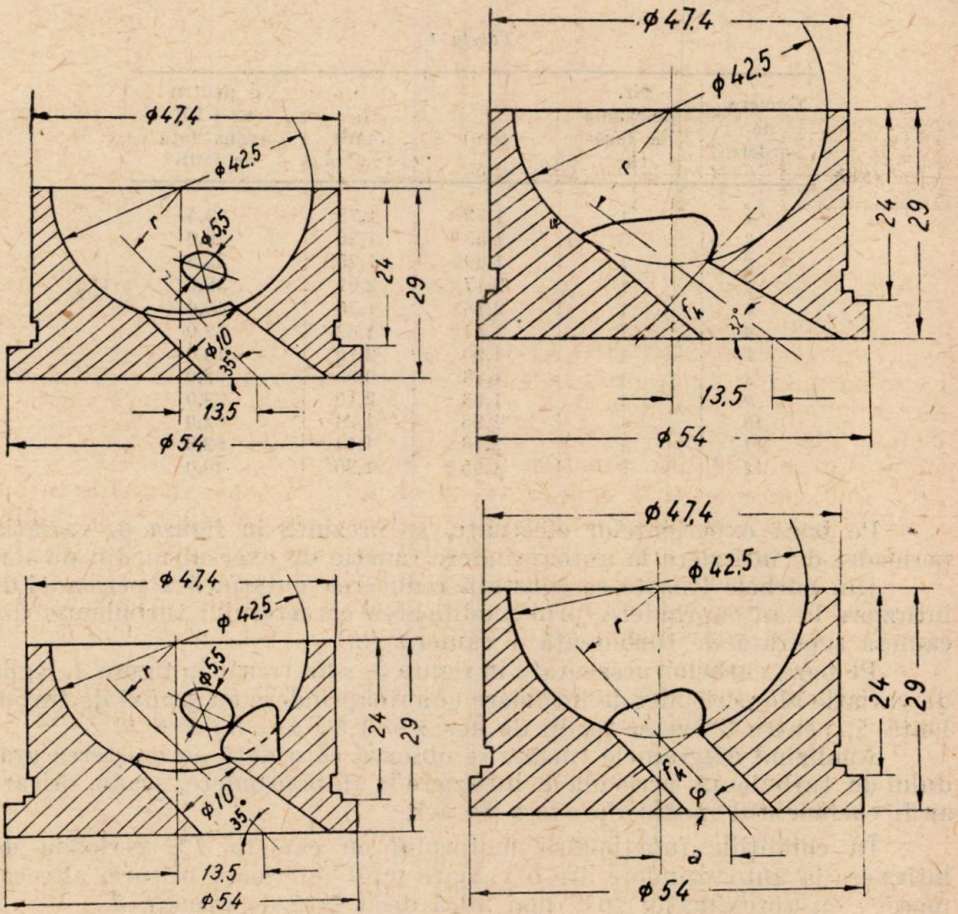
ε — gradul de compresiune $= 17$;

V_k — volumul camerei separate de turbulență $= 40{,}13\ cm^3$;

R_t — raza camerei de turbulență $= 2{,}1$ cm;

$\int_{\alpha_0}^{\alpha} \Phi^2(\alpha) d\alpha$ — pentru $\alpha = 10°$ și pentru $\theta = 180 - \alpha_0 = 820$.

În timpul experienței motorul a funcționat în următoarele condiții :
— turația motorului a fost de 1 210 rot/min, în limitele ±10 rot/min ;



Camera	a (mm)	φ (°)	Camera	a (mm)	φ (°)
3	12,0	32,5	8	11,0	32,0
4	14,5	21,5	9	8,5	32,5
5	8,5	27,5	10	9,0	32,0
6	11,0	41,5	11	8,5	27,5
7	11,0	43,5			

Fig. 2. — Partea inferioară a camerelor separate de turbulență *1—12*.

— temperatura apei la intrarea în motor a fost de 72°C în limitele ±8°C ; la ieșirea din motor a fost de 88°C în limitele ±8°C ; temperatura uleiului a fost de 65°C în limitele de ±5°C ;

— temperatura aerului aspirat a fost de 40°C, în limitele de ±2°C;
— presiunea de deschidere a acului injectorului a fost de 125 kgf/cm² pe limitele ±3 kgf/cm².

Tabela 1

Camera de ardere	Nr. de canale de legătur	r (cm)	f_k (cm²)	ξ pentru $\alpha = 10°$ avans față de PMS
1	1	1,78	1,78	32,5
2	3	1,55	1,26	40,0
3	1	1,80	1,75	33,5
4	1	2,17	2,01	35,0
5	1	2,18	1,76	40,0
6	1	1,44	1,62	29,0
7	1	1,20	2,16	18,0
8	1	1,88	0,90	68,0
9	1	1,98	2,19	29,0
10	1	1,98	1,24	52,0
11	1	2,18	1,14	62,0
12	3	1,55	1,20	40,0

Pe baza experiențelor efectuate, se prezintă în figura 3, variația perioadei de întîrziere la autoaprindere funcție de excesul mediu de aer.

Din curbele trasate se constată reducerea puternică a perioadei de întîrziere la autoaprindere, prin modificarea caracterului turbulenței din camera separată de turbulență — camera *12*.

Pe baza curbelor prezentate în figura 3, s-au trasat în figura 4, legile de variație ale perioadei de întîrziere la autoaprindere cu gradul de turbulență ξ, pentru 3 excese medii de aer $\alpha = 1{,}5$; $\alpha = 3$; $\alpha = 5$.

Analizînd diagramele trasate se observă că o dată cu creșterea gradului de turbulență, perioada de întîrziere la autoaprindere, scade, oricare ar fi coeficientul mediu de exces de aer.

În condițiile funcționării motorului cu camera *12*, perioada de întîrziere la autoaprindere are o valoare mult inferioară oricărei alte camere — cu aproximativ 20% mai mică decît față de camera *2*.

Urmărindu-se influența parametrilor r și f_k asupra perioadei de întîrziere la autoaprindere, se constată că 5 camere separate de turbulență au aproximativ același grad de turbulență și anume camerele *1*, *3*, *4*, *6* și *9*. Gradul de turbulență este pentru aceste camere cuprins între 29 și 35.

Pe baza valorilor măsurate, s-a trasat pentru aceste camere separate de turbulență, dependența perioadei de întîrziere la autoaprindere funcție de f_k și respectiv r, pentru 3 coeficienți medii de exces de aer, în figurile 5 și 6.

Diagramele prezentate arată că ambii parametri, prin creșterea lor, măresc perioada de întîrziere la autoaprindere.

3. În perioada de întîrziere la autoaprindere au loc procese fizice: pulverizare, evaporarea și amestecarea combustibilului cu aerul încon-

jurător din camera de ardere și procese chimice, care conduc la autoaprinderea amestecului carburant.

Pentru anumite regiuni ale camerei de ardere, unde se creează condițiile autoaprinderii combustibilului — producerea primelor nuclee de flacără — perioada de întîrziere la autoaprindere — considerată ca timpul dintre momentul începerii injecției combustibilului și momentul apariției nucleelor de flacără — poate fi împărțită în două perioade distincte : una necesară proceselor fizice și una necesară proceselor chimice.

Importanța fiecărei perioade a fost și este încă o problemă suficient de controversată în literatură.

Experiențele efectuate și prezentate în lucrare pun în evidență rolul mișcării turbulente a aerului în camera separată de turbulență în reducerea perioadei de întîrziere la autoaprindere.

Un grad de turbulență mai ridicat înseamnă, la o anumită turație a motorului, o viteză de deplasare a fluidului mai mare în interiorul camerei separate de turbulență, în condițiile unei mișcări dirijate a fluidului.

În acest caz, vena de lichid este mai repede pulverizată, viteza de evaporare crește și, ca urmare, se realizează mai ușor un amestec local de combustibil și aer, în care se pot declanșa reacțiile chimice premergătoare autoaprinderii. În felul acesta timpul necesar proceselor fizice este micșorat prin mărirea gradului de turbulență.

Sînt foarte interesante rezultatele obținute în cazul funcționării motorului cu camera *12*, la care este mărită mișcarea turbulentă, nedirijată a aerului din camera separată de turbulență. Prezența unui prag de care se lovește curentul de aer și care face ca fluidul să capete cel puțin parțial, o mișcare de la exteriorul camerei de turbulență către interior, reduce substanțial perioada de întîrziere la autoaprindere.

S-a specificat la începutul lucrării că motorul a funcționat cu avansuri la injecție optime, pentru a exista în camera separată de turbulență regimuri de temperaturi ridicate, unde influența temperaturii joacă un rol minor.

Din acest motiv, considerăm că reducerea perioadei de întîrziere la autoaprindere în condițiile funcționării motorului cu camera *12* se datorește intensificării, prin lovirea curentului turbionar de prag, a turbulenței aerului din camera separată de turbulență mărind în primul rînd viteza proceselor fizice.

De asemenea, este necesar de amintit, că prin modificarea direcției curentului de aer o parte mai importantă a picăturilor de combustibil pătrunde în zona centrală a camerei de turbulență, unde temperatura este mai ridicată, accelerîndu-se în felul acesta și reacțiile chimice. Rolul micșorării perioadei chimice de inducție este însă relativ redus față de micșorarea perioadei fizice de inducție.

Din diagramele trasate se observă o aceeași reducere a perioadei de întîrziere la autoaprindere, pentru orice coeficient de exces mediu de aer α, deci pentru diferite sarcini ale motorului, care caracterizează regimuri termice diferite ale camerei de ardere.

Prin creșterea sarcinii regimul de temperatură crește. S-a arătat că odată cu mărirea regimului de temperatură, creșteri suplimentare ale

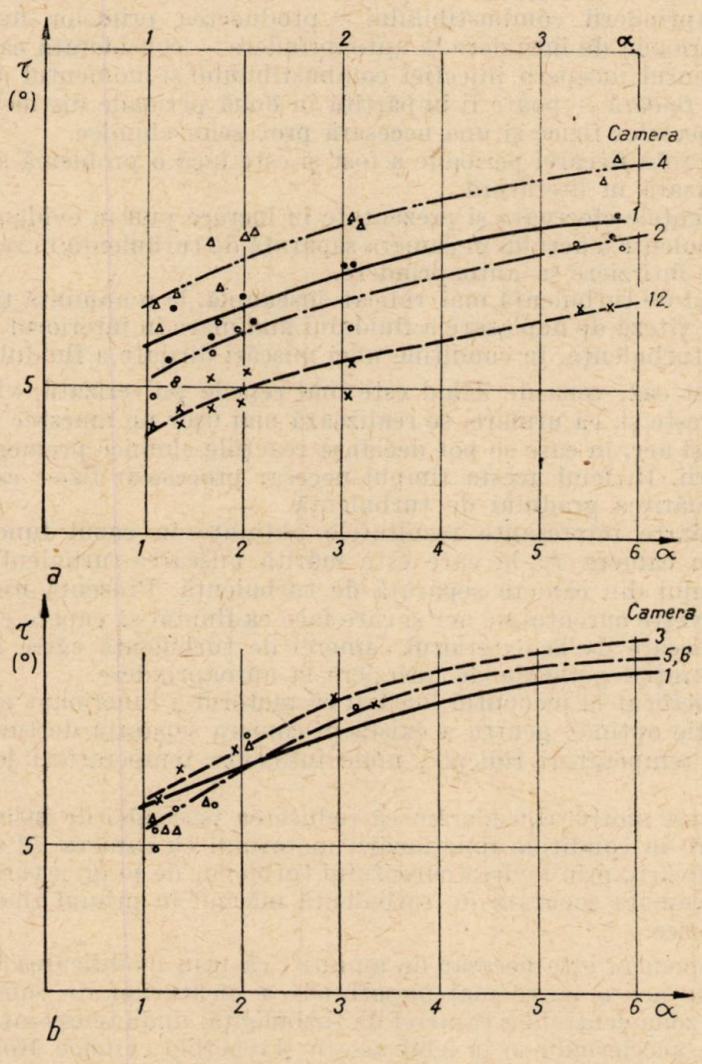


Fig. 3. — Variația perioadei de întîrziere la autoaprindere cu coeficientul mediu de exces de aer :

a) experimentări pe camerele separate de turbulență *1*, *2*, *4* și *12* ; *b*) experimentări pe camerele separate de turbulență *1*, *3*, *5*, *6*.

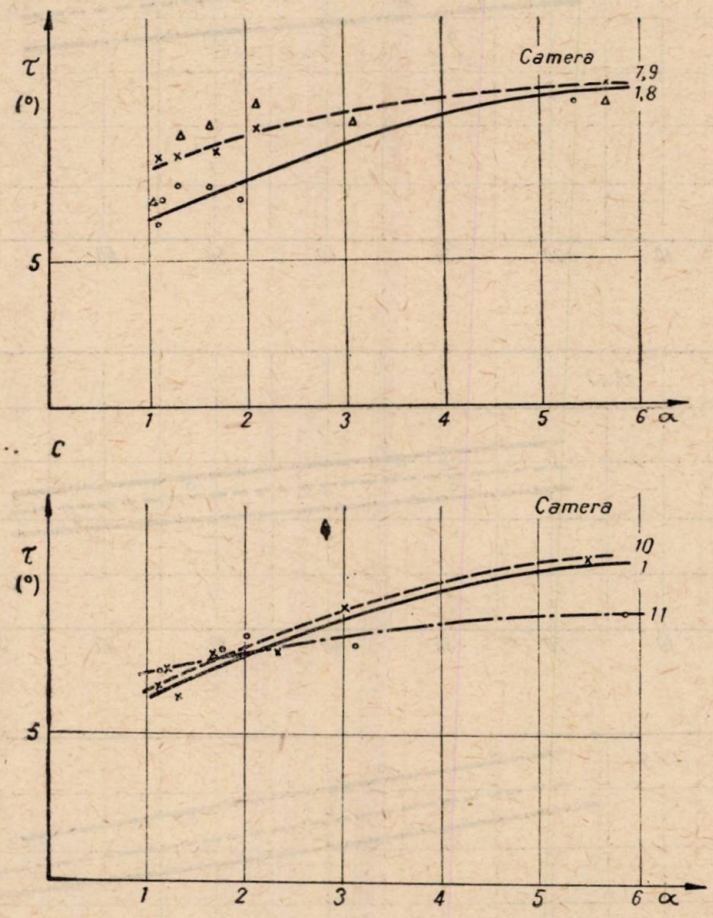


Fig. 3. — Variația perioadei de întîrziere la autoaprindere cu coeficientul mediu de exces de aer :

c) experimentări pe camerele separate de turbulență *1,7,8,9*; *d*) experimentări pe camerele separate de turbulență *1.10,11.*

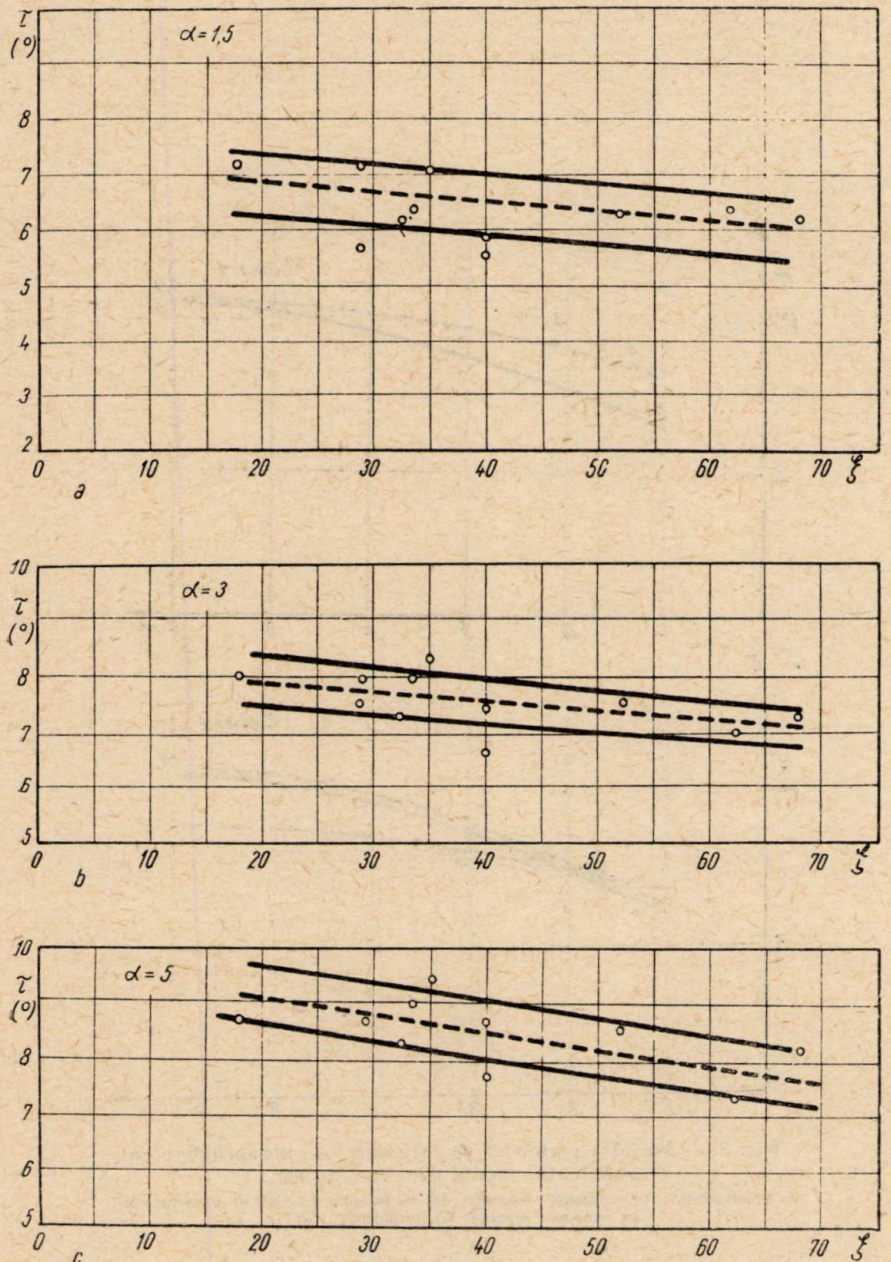


Fig. 4. — Dependența perioadei de întîrziere la autoaprindere τ cu gradul de turbulență ξ, pentru 3 coeficienți medii de exces de aer α.

a) coeficientul mediu de exces de aer $\alpha = 1{,}5$; *b*) coeficientul mediu de exces de aer $\alpha = 3$; *c*) coeficientul mediu de exces de aer $\alpha = 5$.

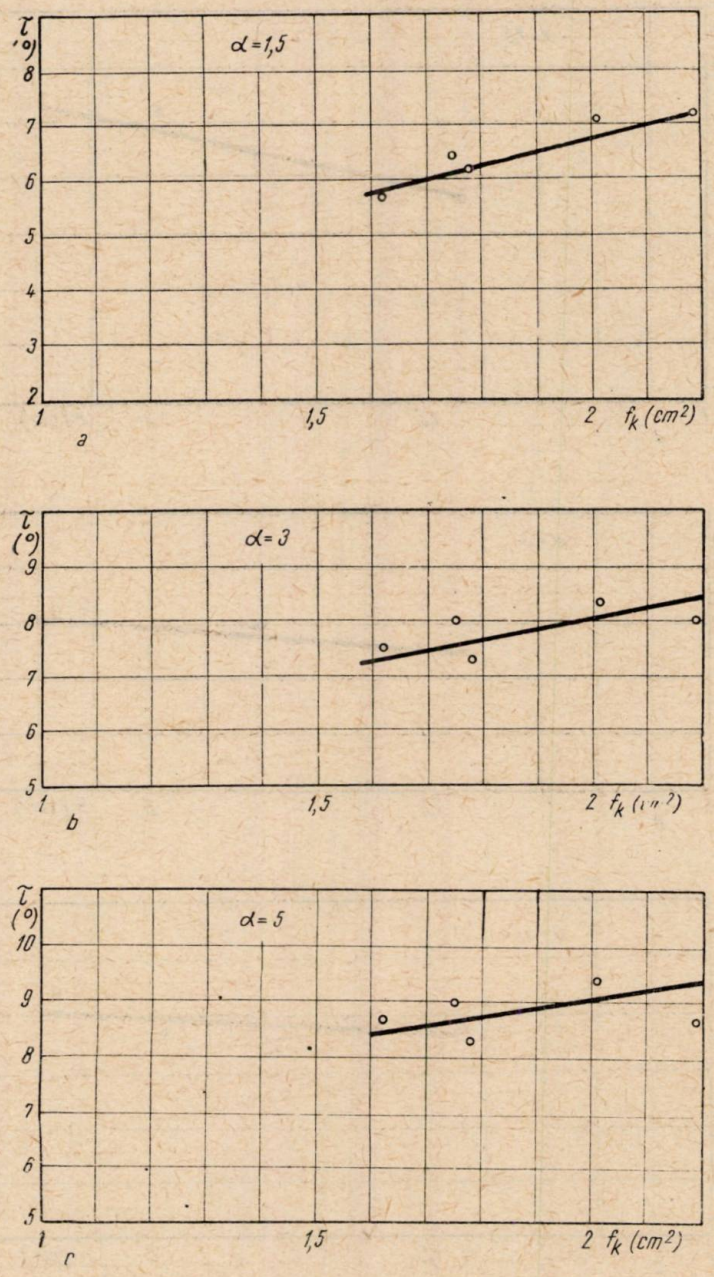


Fig. 5. — Dependența perioadei de întîrziere la autoaprindere τ de secțiunea canalului de legătură a camerei separate de turbulență, pentru 3 coeficienți medii de exces de aer α.

a) coeficientul mediu de exces de aer $\alpha = 1{,}5$; *b*) coeficientul mediu de exces de aer $\alpha = 3$; *c*) coeficientul mediu de exces de aer $\alpha = 5$.

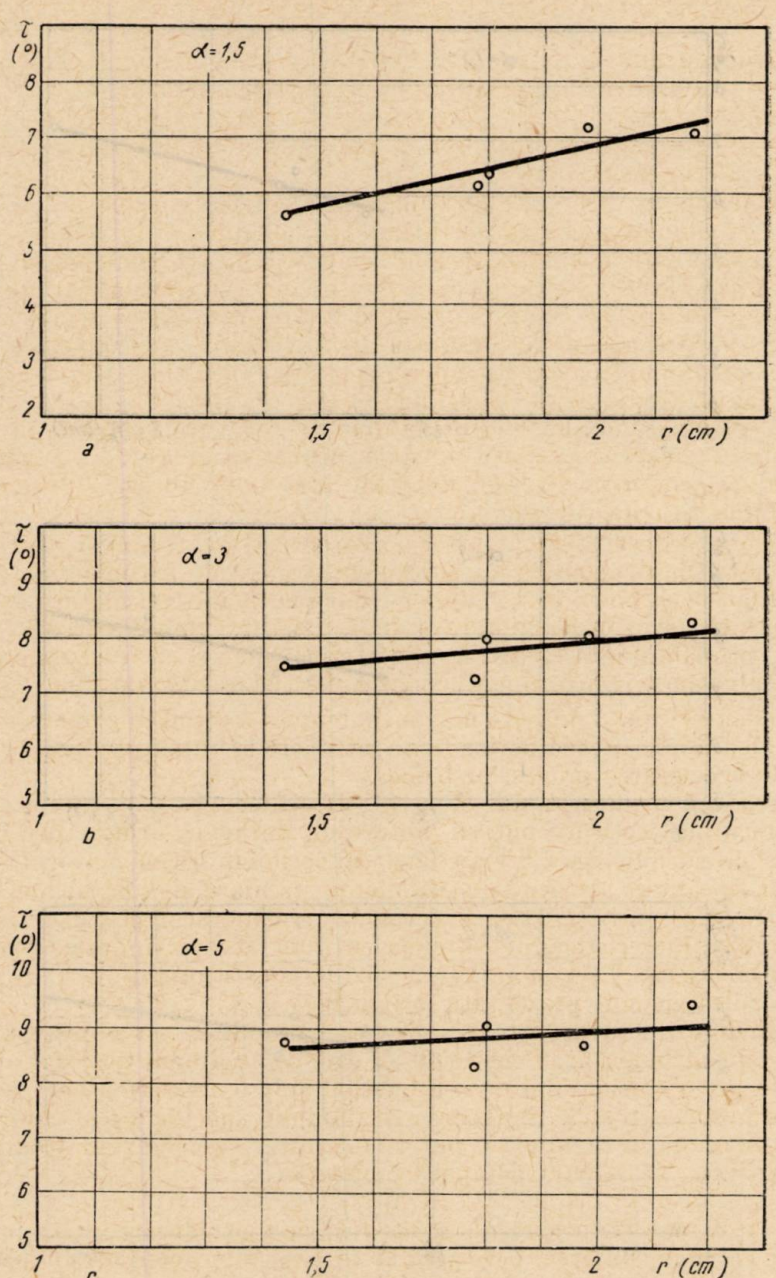


Fig. 6. — Dependența perioadei de întîrziere la autoaprindere τ cu raza camerei separate de turbulență la care este tangent axul canalului de legătură pentru 3 coeficienți medii de exces de aer α.

a) coeficientul mediu de exces de aer $\alpha = 1{,}5$; *b*) coeficientul mediu de exces de aer $\alpha = 3$; *c*) coeficientul mediu de exces de aer $\alpha = 5$.

temperaturii conduc la reduceri mai mici ale perioadei de întîrziere la autoaprindere. De asemenea, pentru regimurile de temperaturi în care a funcționat motorul, se obțin [3] prin creșterea temperaturii reduceri neînsemnate ale perioadei de întîrziere la autoaprindere, față de acelea determinate experimentat.

În aceste condiții se trage concluzia că mărirea mișcării nedirijate a aerului din camera separată de turbulență, conduce la intensificarea proceselor fizice, perioada de întîrziere la autoaprindere fiind micșorată.

S-a constatat, pentru aproximativ un același grad de turbulență că, perioada de întîrziere la autoaprindere crește cu mărirea secțiunii canalului de legătură a camerei separate de turbulență cu camera de ardere din fața pistonului și a razei camerei separate de turbulență, la care este tangent axul canalului de legătură.

O secțiune mai mare a canalului de legătură, pentru un același volum de aer, care trece din camera propriu-zisă, în camera separată de turbulență, conduce mai ușor la realizarea unei mișcări turbionare în camera separată de turbulență.

Invers, o secțiune mai mică favorizează crearea unei mișcări mai dezordonate, mai turbulente a aerului în camera de turbulență.

La aceleași concluzii se ajunge, dacă se ia în considerare influența razei *r*. Dacă aerul intră după raze mai mari, în camera separată de turbulență, probabilitatea creării unui vîrtej turbionar, cu o mișcare dirijată a curentului de aer, în camera separată de turbulență, este mai mare.

În consecință, o mișcare mai turbulentă a aerului în camera separată de turbulență micșorează perioada de întîrziere la autoaprindere, în primul rînd prin accelerarea proceselor fizice.

Pentru a urmări modul cum se reflectă asupra consumului specific de combustibil și asupra puterii motorului, influența arhitecturii camerei separate de turbulență *12*, s-au făcut experimentări cu motorul D-36 M prevăzut cu camera separată de turbulență standard și în paralel cu camera *12*, ridicîndu-se caracteristica externă pentru motorul prevăzut cu regulator și o caracteristică de sarcină parțială și menținîndu-se constant avansul la injecție (avansul fixat de uzina constructoare).

Rezultatele sînt prezentate în figurile 7 și 8.

Din figurile prezentate se observă că modificarea adusă camerelor separate de turbulență, în condițiile în care a funcționat motorul a condus la o reducere a consumului de combustibil și la o creștere ușoară a puterii (curba de plină sarcină). Reducerea consumului specific a fost determinată ca fiind maximă în regimul de putere maximă, corespunzătoare unei anumite poziții a cremalierei pompei de injecție.

4. Din materialul prezentat se desprind următoarele concluzii:

a) În determinarea perioadei la autoaprindere un rol important îl joacă procesele fizice premergătoare autoaprinderii;

b) Parametrul propus *gradul de turbulență* caracterizează mișcarea aerului din interiorul camerei separate de turbulență, în cazul unei mișcări dirijate. Un grad de turbulență mai ridicat conduce la o perioadă de întîrziere la autoaprindere mai scăzută.

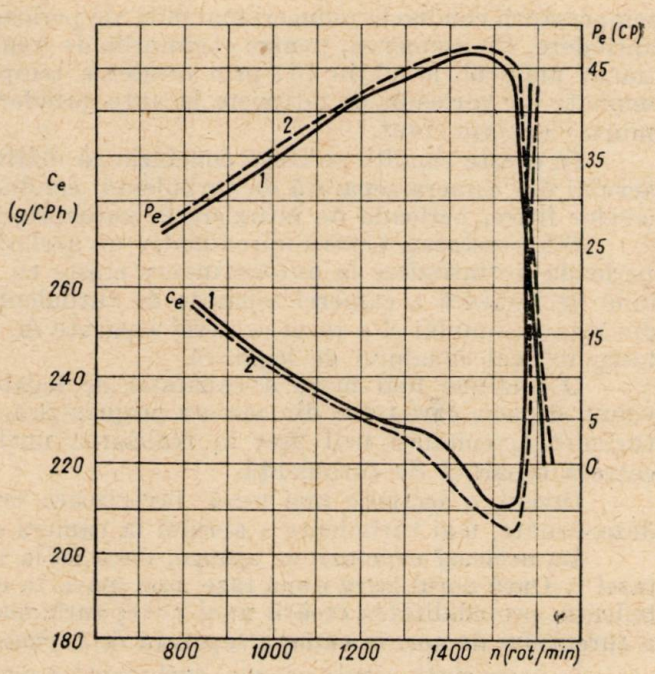


Fig. 7. — Variația puterii și consumului specific de combustibil, pentru plină sarcină, pentru motorul prevăzut cu regulator D-36 M.

1 — motor cu camere separate de turbulență standard; 2 — motor cu camere separate de turbulență *12*.

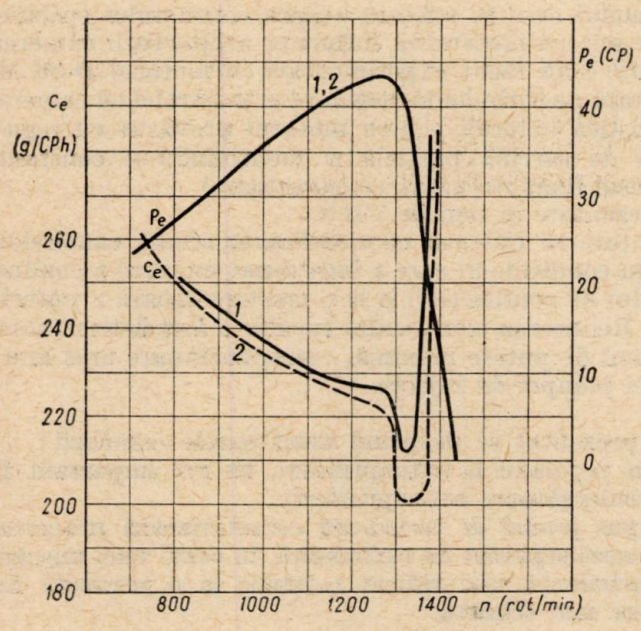


Fig. 8. — Variația puterii și consumului specific de combustibil pentru o sarcină corespunzătoare vitezei de rotație de mers în gol de 1 420 rot/min pentru motorul prevăzut cu regulator D-36 M.

1 — motor cu camere separate de turbulență standard; 2 — motor cu camere separate de turbulență *12*.

c) Se constată că o mișcare mai puțin dirijată micșorează perioada de întîrziere la autoaprindere.

S-a găsit o cameră separată de turbulență, prevăzută cu un prag de spargere al curentului de fluid, cu care s-a obținut o reducere importantă a perioadei de întîrziere la autoaprindere.

În condițiile funcționării motorului cu aceste camere separate de turbulență, experimentări făcute au arătat o scădere a consumului specific de combustibil mai accentuată pentru regimul de putere maximă, corespunzătoare poziției respective a cremalierei pompei de injecție.

CONTRIBUTION À L'ÉTUDE DE LA PÉRIODE DE RETARD À L'ALLUMAGE DANS LES MOTEURS DIESEL. INFLUENCE DE L'ARCHITECTURE DE LA CHAMBRE DE TURBULENCE SÉPARÉE

RÉSUMÉ

L'auteur se propose d'analyser l'influence de la turbulence de l'air dans la chambre de turbulence séparée, dans les moteurs Diesel, munis de chambres de turbulence séparées.

En définissant un critère d'évaluation de la turbulence, qu'il appelle « degré de turbulence », l'auteur établit une relation explicite pour ce critère.

Il présente les résultats de ses recherches concernant l'étude de l'influence de la turbulence, obtenus en introduisant diverses modifications dans l'architecture de la chambre de turbulence séparée.

L'analyse du matériel présenté fait ressortir le rôle des processus physiques précédant l'allumage du comburant.

L'auteur constate que le paramètre proposé, celui du « degré de turbulence », caractérise le mouvement dirigé, créé à l'intérieur de la chambre de turbulence séparée. Un degré plus élevé de turbulence produit une réduction de la période de retard à l'allumage.

D'autre part, il a constaté qu'un mouvement moins dirigé diminue la période de retard à l'allumage.

BIBLIOGRAFIE

1. БРИЛИНГ, *Быстроходные дизели*. Машгиз, Москва, 1951.
2. И. ТОЛСТОВ, *Двигатели с воспламенением от сжатия*.Машгиз, Москва, 1951.
3. M. NĂSTASE, *Contribuții la studiul experimental al întîrzierii la autoaprindere în motoarele cu aprindere prin comprimare*. Studii și cercetări de energetică, **X**, *2* (1960).

STUDIUL VISCOZITĂȚII UNOR ZGURI DE CĂRBUNE*)

DE

G. SINGER

1. PREZENTAREA PROBLEMEI

Avantajele cazanelor cu evacuare lichidă a zgurii din focare, au ca urmare introducerea în energetica mondială, într-un ritm viu a instalațiilor de acest fel. Evident că dezvoltarea în noua construcție de focare atrage și necesitatea dezvoltării metodelor corespunzătoare de cercetare, care să permită cunoașterea caracteristicilor de fluiditate ale zgurii de cenușă. Caracteristica de curgere funcție de temperatură are o influență hotărîtoare asupra proiectării și alegerii echipamentului de ardere.

Temperaturile caracteristice de fuziune ale cenușii — înmuiere, topire și curgere —au fost, pînă în urmă cu cîțiva ani, considerate singurul ghid pentru prevederea și clasificarea din punctul de vedere al caracteristicilor de fluiditate ale cenușii, respectiv zgurii. Aceasta s-a bazat pe părerea greșită că toate cenușile au aceeași viscozitate la temperatura lor de topire sau curgere precum și că cenușile care au aceleași puncte caracteristice, au aceeași comportare la fluiditate.

Faptul că nu există legătură între viscozitate și temperatura de topire, a fost demonstrat în ultimii ani de diverse cercetări [1], [2], [3], [4].

În mod informativ, în tabela 1 și figurile 1 și 2 se redau rezultatele obținute în Institutul de energetică în această privință pentru cîteva cenuși. Punctele caracteristice, determinate prin metoda conurilor, precum și cenușile sînt cele din lucrarea [5]; zgurilor acestor cenuși li s-a determinat viscozitatea.

Avînd în vedere cele arătate în primele rînduri precum și lipsa oricăror date privind comportarea zgurilor cărbunilor noștri la temperaturi ridicate, lipsa unei instalații adecvate în țară pentru astfel de determinări,

*) Lucrare prezentată în ședința secției de termoenergetică a Institutului de energetică din 20 februarie 1961.

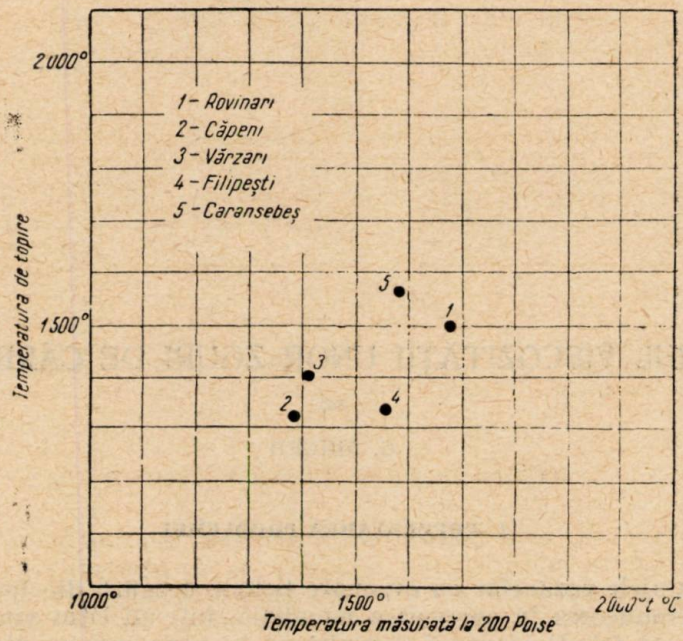


Fig. 1. — Temperatura zgurii la 200 P și temperatura de topire.

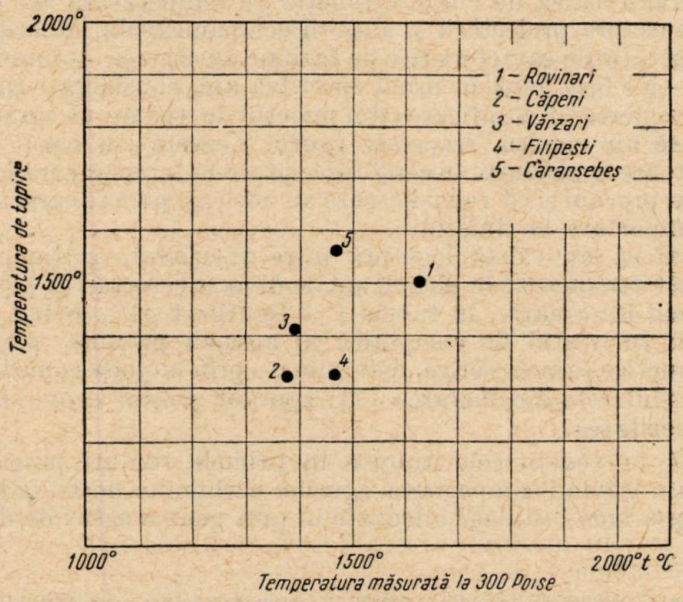


Fig. 2. — Temperatura zgurii la 300 P și temperatura de topire.

Institutul de energetică a început să se ocupe de viscozitatea zgurilor cenușilor de cărbune.

Tabela 1

Temperatura zgurii la 200 P și 300 P și temperaturile caracteristice

Cenușa unui cărbune de	Temp. la 200 P	Temp. la 300 P	Temperaturi caracteristice		
			t_1	t_2	t_3
Rovinari	1650	1600	1190	1500	1520
Căpeni	1385—1390	1380—1382	1250	1320	1360
Vârzari	1412	1397	1130	1400	1420
Filipești	1500	1470	1150	1330	1375
Caransebeș	1575—1600	1472	1210	1560	1610

2. METODA DE DETERMINARE A VISCOZITĂȚII

Determinarea prin măsurare a viscozității zgurilor unor cenuși este dificilă din cauza măsurătorilor reologice la temperaturi ridicate 1100—1700°C, domeniului mare de variație a viscozității precum și agresivității chimice a zgurilor. Determinările acestea prin metode fizice sînt însă necesare, chiar dacă se caută a se găsi ulterior legături între unele componente și viscozitatea funcție de temperatură — sau o relație fizico-matematică: viscozitate-temperatură. Astfel de relații pot înlocui apoi numai într-o primă aproximație, determinarea viscozității prin metode fizico-experimentale.

Studii întreprinse în acest domeniu în institut au condus la alegerea metodei unui viscozimetru cu oscilații amortizate. Aceste aparate, deși nu sînt viscozimetre absolute, sînt foarte des folosite la determinări la temperaturi ridicate pentru cercetări științifice. Viscozitatea zgurilor cenușilor cărbunilor energetici și a unor metale a fost determinată cu acest tip de aparate [2], [3], [6], [7].

La un astfel de tip de aparat se folosește amortizarea pe care o capătă din cauza viscozității oscilația unui creuzet umplut cu fluid, sau a unui corp oscilant de formă cilindrică, sau sferică, scufundat în lichid. Corpul oscilant este suspendat de un fir torsional; cu cît lichidul este mai vîscos cu atît oscilațiile sale datorită unei torsionări inițiale a firului sînt mai amortizate și mai puține la număr. Amortizarea oscilațiilor se exprimă prin decrementul logaritmic al amplitudinii acestora. Studii comparative, între metoda creuzetului umplut cu fluid și a corpului oscilant scufundat [8], au arătat că a doua metodă este mai complicată, necesită o cantitate mai mare de material și că precizia este mai redusă din cauza tensiunii superficiale a lichidului față de tija corpului oscilant; în schimb, metoda cilindrului umplut cu fluid are ca dezavantaj faptul că există o valoare maximă a decrementului pentru o anumită viscozitate dincolo de care, în cazul creșterii viscozității, decrementul logaritmic al amplitudinii nu mai crește, ci scade. Astfel fiind metoda creuzetului oscilant nu poate acoperi

un domeniu suficient de mare în care decrementul logaritmic variază proporțional cu viscozitatea. În cazul zgurilor de cărbune, limita inferioară a fluidității pentru funcționarea cazanelor este indicată în mod diferit 200—300 Poise la 1450—1500°C [9], 250 Poise la 1400°C [10], 400 Poise [11] sau chiar 500 Poise la 1450°C [12], iar viscozitatea zgurii în punctul de curgere din focar, indicată ca variind între 50 și 500 Poise [13]. De asemenea se știe că fluiditatea unei zguri de cenușă variază foarte mult cu temperatura și poate diferi mult de la o zgură la alta. Pentru a putea acoperi un domeniu atît de mare circa 10—1000 Poise cu același aparat s-a ales metoda corpului oscilant scufundat.

3. INSTALAȚIA EXPERIMENTALĂ

Viscozimetrul oscilant a fost construit în Institut. Nu se insistă în prezenta asupra detaliilor constructive. Se menționează că partea esențială corpul oscilant scufundat are forma unui cilindru cu diametrul și înălțimea de 17 mm ce se continuă cu o tijă goală în interior cu diametrul exterior de 6 mm. Cilindrul și tija formează un tot unitar și sînt confecționate din platină aliată cu 5% iridiu. Firul torsional folosit a fost din sîrmă de Wolfram de Ø 0,8 mm ; lungimea firului a fost stabilită la 340 mm.

Măsurarea amplitudinii oscilatorilor se realizează cu ajutorul unui sistem optic constînd dintr-o sursă luminoasă fixă, oglindă reflectantă montată la capătul inferior al firului torsional și citirea unghiului 2 n al oscilației pe o scară circulară. Viscozimetrul este montat pe un cuptor Tamman ce oferă posibilitatea de a ridica temperatura pînă la 2000°C și de a o păstra constantă la diverse temperaturi dorite. Cenușa, obținută dintr-un cărbune măcinat în prealabil la o granulație sub 200 μ și calcinată apoi pînă la temperatura constantă, este introdusă într-un creuzet de 80 mm diametru interior și înălțime 120 mm din material refractar, electrocorindon și este încălzită în interiorul mufei cuptorului Tamman.

Pentru determinarea temperaturii s-a folosit un termocuplu platin -rhodiu-platin care era scufundat în zgură tot timpul, în afară de momentul în care se făceau efectiv determinările reometrice (cca. 3—4 min) ; un alt termocuplu identic, amplasat între creuzet și mufă, se folosea pentru a vedea dacă temperatura în interiorul cuptorului se menține constantă în timpul unor determinări. Citirea temperaturii se făcea pe un indicator de tipul 20—1600°C cu o precizie de 5°C.

4. TEHNICA DETERMINĂRII VISCOZITĂȚII

În cazul sistemului cu oscilații amortizate determinarea viscozității se face în unități absolute Poise, după ce în prealabil se determină constantele aparatului.

Calculul viscozității s-a făcut pe baza formulei folosită de [3]

$$\delta - \delta_0 = c_1 \sqrt{\eta \rho} + c_2 \eta + c_3 \eta \rho ,$$

în care η este viscozitatea în centipoise, ρ densitatea materialului, δ și δ_0 decrementul logaritmic al amortizării oscilațiilor în fluid respectiv aer, iar c_1, c_2, c_3 constantele aparatului.

Decrementul logaritmic s-a calculat cu ajutorul formulei

$$\delta = \frac{1}{n} \ln \frac{a_0}{a_n},$$

în care a_0 și a_n reprezintă amplitudinea inițială și finală considerată. Se menționează că în acest caz, eroarea relativă de determinare a decrementului δ este

$$\frac{\Delta\delta}{\delta} = \frac{\frac{\Delta a_0}{a_0} + \frac{\Delta a_n}{a_n}}{\ln \frac{a_0}{a_n}};$$

adică ea este în fond determinată de eroarea amplitudinii finale a_n și de raportul $\frac{a_0}{a_n}$, însă nu depinde de mărimea δ și de numărul de oscilații n.

Pentru determinarea celor 3 constante ale aparatului respectiv ale fiecărui fir, sînt necesare 3 lichide cu densități și viscozități cunoscute din domeniul în care va funcționa aparatul, pentru ca dintr-un sistem de 3 ecuații să se obțină constantele c_1, c_2, c_3.

5. REZULTATE ALE DETERMINĂRILOR DE VISCOZITATE

Pentru o primă etapă de cercetare s-au făcut determinări de viscozitate pentru zguri ale unor cărbuni din bazinele Rovinari, Căpeni, Vărzari, Filipești, Caransebeș. Analiza cenușii este redată în tabela 2, iar rezultatele determinărilor de viscozitate, în tabela 3. Se menționează că viscozitățile prezentate sînt media a cel puțin 3 măsurători.

Tabela 2

Analiza cenușilor

Cenușa unui cărbune de	SiO_2	Al_2O_3	Fe_2O_3	FeO	CaO	MgO	SO_3	K_2O	Na_2O
Rovinari	51,76	27,17	7,46	0,50	7,04	2,10	3,49	0,47	urme
Căpeni	33,05	14,46	8,54	1,20	20,84	3,49	17,04	0,38	1,00
Vărzari	34,46	18,67	21,48	0,29	15,79	3,12	5,70	0,29	0,24
Filipești	49,64	25,77	7,23	0,46	4,22	1,44	7,68	0,46	3,10
Caransebeș	52,42	27,17	7,41	1,94	5,82	1,78	2,84	0,39	0,59

Pe baza punctelor determinate, s-au trasat curbele de viscozitate funcție de temperatură în diagrama logaritmică (fig. 3).

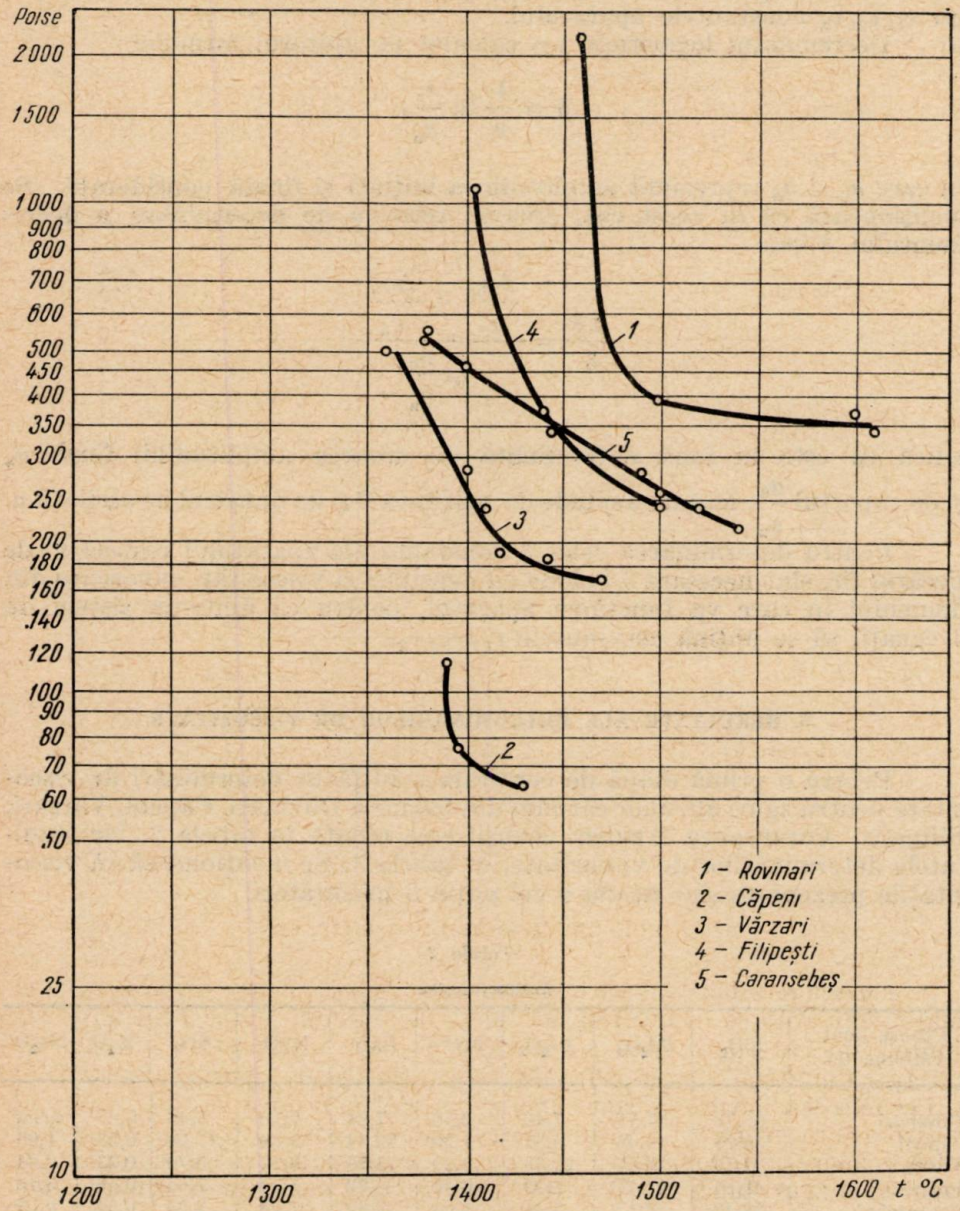


Fig. 3. — Variația viscozității funcție de temperatură.

Tabela 3

Viscozitatea determinată

Cenușa unui cărbune de	Temp. °C	Viscozitatea
Rovinari	1 460	2 170,63
	1 500	392
	1 600	375,03
	1 610	349,95
Căpeni	1 390	114,04
	1 397	75,92
	1 430	63,97
Vărzari	1 360	492,79
	1 400	287,85
	1 410	238,31
	1 420	191,58
	1 440	187,77
	1 470	166,03
Filipești	1 405	1 072,66
	1 445	345,65
	1 500	241,72
Caransebeș	1 380	559,59 526,79
	1 400	469,24
	1 440	376,49
	1 490	280,01
	1 500	257,67
	1 520	236,53
	1 540	222,87

6. ASUPRA CURBELOR DE VISCOZITATE

Aprecierea dacă un cărbune poate fi folosit pentru cazane cu evacuare lichidă nu se recomandă însă a se face numai pe baza încadrării în limitele indicate de diferiți autori ci și pe baza interpretării curbelor de variația fluidității cu temperatura; alura curbei dă zgurii caracterul de a fi scurtă sau lungă. În cazul unei zguri scurte, o mică variație a temperaturii are ca urmare o modificare importantă a viscozității, respectiv la o mică scădere a temperaturii din focar, zgura poate să se solidifice. În cazul unei zguri lungi, acest pericol nu există, în cazul de exemplu al unei sarcini parțiale, exces mare de aer, fluiditatea modificîndu-se numai puțin cu temperatura.

Există unele zguri care formează prin alura curbei lor de viscozitate trecerea între zgurile de tip lung și scurt. De obicei, aceste zguri au o

viscozitate destul de ridicată în domeniul temperaturilor mai joase (1300—1400°C) și o comportare asemănătoare sticlei la temperaturi mai ridicate.

Cenușa cărbunelui de Rovinari cu care s-a lucrat formează o astfel de zgură, punctul ei caracteristic de inflexiune fiind sub temperatura de 1500°C și la o viscozitate destul de mare pentru această temperatură, 392 Poise. Dincolo de această temperatură, viscozitatea zgurii scade foarte încet, ceea ce corespunde unei zguri bogate în $SiO_2 + Al_2O_3$. Analizînd alura curbei rezultă totuși că acest cărbune nu ar fi fost adecvat evacuării lichide (cu excepția instalației ciclon) în special din cauza caracterului scurt la temperaturi sub 1500°. Cenușa de Căpeni a făcut o zgură scurtă cu o viscozitate foarte scăzută chiar în domeniul unei temperaturi joase pentru focare cu evacuare lichidă (114 Poise la 1390°C și cca. 64 Poise la 1430°C) ceea ce i-ar fi permis arderea în astfel de instalații; viscozitatea scăzută a acestei zguri se explică de altfel și prin procentajul ridicat de CaO din cenușă. Zgurile cenușilor de Vărzari și Filipești fac parte din categoria zgurilor de trecere — adică nici lungi nici scurte; aceste două zguri au însă viscozități mai scăzute decît zgura cenușii de Rovinari. Cea de Vărzari corespunde întru totul unei evacuări lichide. Cărbunele de Filipești este la limită în privința folosirii în cazane cu astfel de evacuare și ar cere asigurarea ca temperatura focarului să nu scadă sub 1450—1500°C. Din cenușile cu care s-au făcut experimentările, numai zgura cenușii cărbunelui de Caransebeș, este cu adevărat lungă; și ea este adecvată evacuării lichide necesitînd însă mai puține precauții decît în cazul Filipeștilor.

7. COMPARAREA REZULTATELOR

În legătură cu variația viscozității, se știe că ea variază în raport invers proporțional cu temperatura. Nu s-a putut stabili pînă în prezent o lege după care variază fluiditatea zgurilor în funcție de temperatură pentru un domeniu mai mare de temperatură și de aceea ea nu poate fi calculată pe baza unei singure viscozități determinată la o temperatură ridicată.

Deoarece, analiza chimică este mai simplă decît măsurătorile de viscozitate la temperatură înaltă, mulți autori au căutat de a găsi o corelație între analiza chimică și proprietățile temperatură viscozitate. O astfel de corelație poate da numai viscozitatea de echilibru, adică viscozitatea după ce reacțiile de zgurificare sînt complete și nu poate da informație asupra condițiilor de neechilibru.

S-au făcut încercări pentru a vedea dacă rezultatele obținute corespund sau se încadrează cu cele date de diverși autori ce folosesc formule stabilite pentru zgurile unor cărbuni în genere superiori. Comparația cu o nomogramă [11] după [1] ce se bazează pe raportul $S = \frac{SiO_2}{SiO_2 + CaO + MgO + \text{echiv } Fe_2O_3}$ și este valabilă pentru zguri cu $SiO_2/Al_2O_3 \approx 2$, nu a dat rezultate, diferențele fiind foarte mari (tabela 4).

Întrucît unele lucrări [4] au stabilit pentru anumiți cărbuni o legătură destul de precisă între compoziția chimică a cenușilor sau zgurilor și

Tabela 4

Corespondența între viscozitatea măsurată și cea stabilită prin nomogramă

Cenușa unui cărbune de	$\frac{SiO_2}{Al_2O_3}$	S									
Rovinari	1,908	75,108	Temperatura °C		1 460		1 500		1 600		1 610
			Viscozitatea	nomogramă / măsurată	500 / 2 170		320 / 392		100 / 375		80 / 349,95
Căpeni	2,28	49,144	Temperatura °C		1 350		1 390		1 397		1 430
			Viscozitatea	nomogramă / măsurată	30 / 69		20 / 114		19 / 75		15 / 63
Vărzari	1,848	45,841	Temperatura °C				1 360	1 400	1 410	1 420	1 440	1 470
			Viscozitatea	nomogramă / măsurată			12 / 492	9 / 287	8 / 239	7 / 191	6 / 187	5,5 / 166
Filipești	1,932	77,522	Temperatura °C		1 405		1445	1 500				
			Viscozitatea	nomogramă / măsurată	1 100 / 1 072		900 / 345	100 / 241				
Caransebeș	1,93	75,332	Temperatura °C		1 380	1 400	1440	1 490	1 500	1 520		1 540
			Viscozitatea	nomogramă / măsurată	1 050 / 539	980 / 469	550—600 / 376	300 / 290	270 / 257	230 / 236		180 / 220

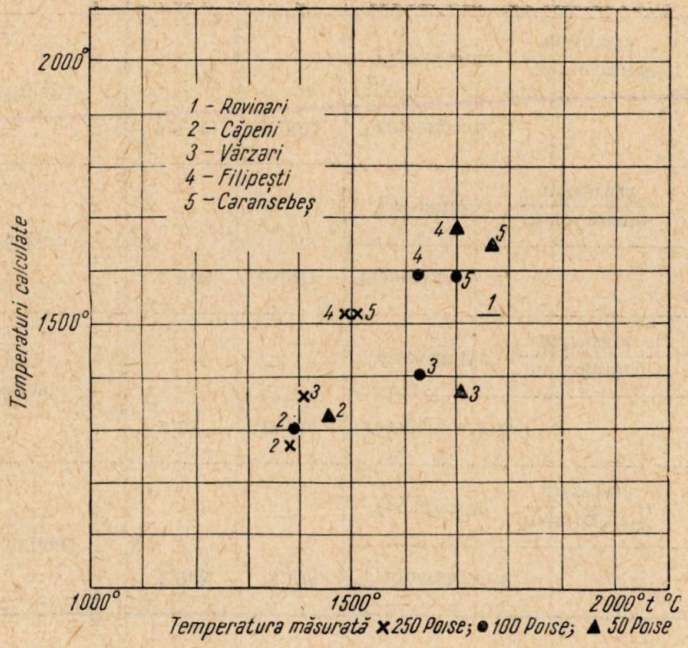


Fig. 4.—Temperaturi măsurate şi cele calculate prin raportul silice.

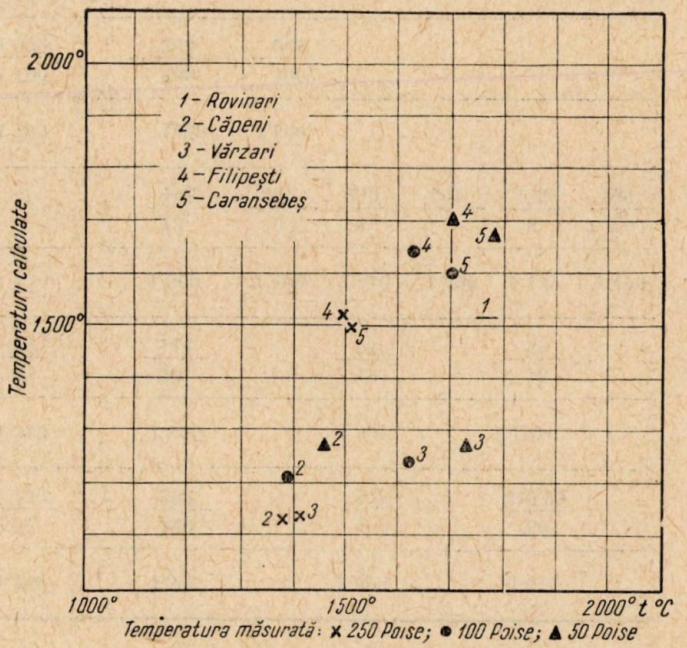


Fig. 5. — Temperaturi măsurate şi cele calculate prin raportul bază-acid.

variația viscozității funcție de temperatură, s-au verificat două metode — considerate ca principale — și anume : cea a *raportului silice* și cea a *raportului bază-acid*. Aceste metode dau curbe de η funcție de temperatură,

prima funcție de raportul silice $= \frac{SiO_2}{SiO_2 + Fe_2O_3 + CaO + MgO} \times 100$ (fier total sub forma de Fe_2O_3) cea de a doua în funcție de raportul baza-acid $= \frac{Fe_2O_3 + CaO + MgO + Na_2O + K_2O}{SiO_2 + Al_2O_3 + TiO_2} \times 100$. În cazul ambelor metode se prevede o corecție funcție de procentajul feric $= \frac{Fe_2O_3}{Fe_2O_3 + 1{,}11\ FeO + 1{,}43\ Fe} \times 100.$

Rezultatele prelucrate pentru viscozitate 250, 100 și 50 Poise sînt prezentate în figurile 4 și 5.

Se constată că temperaturile calculate prin ambele metode sînt mai scăzute decît cele măsurate și cu scăderea viscozității diferențele de temperaturi sînt mai mari.

Dintre cele două metode cu care s-a făcut comparația metoda raportului bază-acid dă rezultate mai apropiate și suficient de bune (mai ales dacă luăm în considerație că determinările experimentale sînt afectate de erori), pentru viscozitatea de 250 și 100 Poise. Temperatura corespunzătoare viscozității de 50 Poise nu este după părerea noastră atît de necesară.

În tabela 5, se prezintă diferențele ambelor metode față de temperatura măsurată sau obținută prin trasarea curbei.

Tabela 5

Cenușa unui cărbune de	Metoda raport silice 250 P	100 P	50 P	Metoda raport bază-acid 250 P	100 P	50 P
Rovinari	− 13,7	−	−	− 12,5	−	−
Căpeni	− 17,6	− 13,1	− 11,9	− 7,8	− 6,6	− 8,25
Vărzari	− 18,7	− 23,6	− 25,4	− 2,92	− 13,7	− 18,7
Filipești	+ 1,8	+ 0,93	+ 0,35	− 1,8	+ 1,85	+ 0,88
Caransebeș	− 0,4	− 5,8	− 4,45	+ 1,12	− 6,2	− 4,45

CONCLUZII

S-a pus la punct o metodă experimentală ce permite determinarea viscozității zgurilor de cărbune funcție de temperatură. Compararea datelor experimentale cu cele calculate pe baza analizei chimice a cenușii prin metoda raportului silice și metoda bază-acid, indică că această ultimă metodă dă rezultate foarte apropiate și suficient de bune, în special pentru viscozitățile de 250 Poise și 100 Poise.

Pe baza curbei fluiditate temperatură a zgurii se poate realiza o interpretare a rezultatelor experimentale, element necesar pentru a studia

compatibilitatea arderii unui cărbune în focare cu evacuare lichidă. Analizînd din acest punct de vedere zgurile cenușilor studiate în lucrarea de față, toți cărbunii în afara celui de Rovinari puteau fi folosiți în cazanele cu evacuare lichidă.

ÉTUDE DE LA VISCOSITÉ DE CERTAINS LAITIERS DE CHARBON

RÉSUMÉ

L'auteur présente la méthode et l'installation qu'il a utilisées pour déterminer la viscosité des laitiers. Il analyse les résultats obtenus pour les laitiers des cendres de cinq charbons (des lignites et un charbon brun terreux) et compare les résultats fournis par ces déterminations avec les résultats calculés par diverses méthodes.

BIBLIOGRAFIE

1. W. T. Reid, P. Cohen, *The flow characteristics of coal-ash slags in the solidification range.* Trans. ASME, **65**, 83/97 (1943).
2. K. Heldt, *Die Bestimmung der Viskosität von Steinkohlenschlacken.* BWK., **7**, 321/324 (1955).
3. Б. А. Голубцов, И. Я. Залкинд, *Огнеупоры и шлаки в энергетике.* Госэнергоиздат, Москва-Ленинград, 1953.
4. W. L. Sage, J. B. Mc. Ilroy, *Relationship of coal-ash viscosity to chemical composition.* Trans. ASME, Series A, **82**, *2*, april, 145/155 (1960).
5. G. Singer, I. Carabogdan, *Determinarea punctelor caracteristice ale cenușilor unor ligniți.* Studii și cercetări de energetică, **X**, 49—57 (1960).
6. I. Endell, *Schmelzverhalten von Braunkohlenschlacken.* Mitt. VGB., *33*, 421/425 (1955).
7. М. П. Воларович, О. И. Яцунская, *Вискозиметр для расплавленных шкалов.* Завод. Лабор., 1950, *7*, 813—818.
8. Tung-Ping Yao, *Über die Viskosität metallischer Schmelzen.* Giesserei Techn. Wiss. 3 *16* September, 837 (1956).
9. И. Я. Залкинд, Т. В. Соломатина, М. А. Наджарова, Теплоэнергетика, 1958, *8*, 34.
10. H. R. Hoy, A. G. Roberts, D. M. Wilkins, *Some investigations with a small cyclone combuster.* Journ. Inst. Fuel, **XXXI**, 213 oct. 1958, 429—457 (1956).
11. R. Dolezal, *Schmelzfenerungen*, Verlag Technik-Berlin, 1955.
12. K. Heinrich, *Erfahrungen im Bau und Betrieb von Schmelzkammerkesseln Mitteilungen.* VGB, *1* (1948).
13. M. Ledinegg, *Dampferzengung.* Springer Verlag, Wien, 1952.

COCS BRICHETE DIN CĂRBUNI NEAGLUTINANȚI SAU SLAB AGLUTINANȚI PRIN TRATAMENT TERMOCHIMIC

V. CERCETĂRI PRIVIND UTILIZAREA CĂRBUNILOR BRUNI ȘI LIGNIȚILOR

DE

I. BLUM, I. NISTOR, FR. BARCA și R. COSTEA

În notele anterioare [1], [2], [3], [4] s-au cercetat condițiile de obținere a cocsului-brichete prin tratament termochimic folosind cărbunii neaglutinanți din Valea Jiului care conform clasificării internaționale sînt huile cu numere de cod 611—711.

În această notă se prezintă cercetările efectuate în scopul extinderii acestui procedeu și asupra cărbunilor bruni de Șorecani și Comănești și chiar asupra unor cărbuni bruni xiloizi — lignitici — ca de exemplu Filipeștii, utilizînd fie bitumuri de petrol, fie smoale de semicarbonizare drept lianți.

Lucrările de laborator au fost efectuate asupra unor probe de cărbuni bruți de circa 200 kg fiecare, prelevate din producția curentă a bazinelor Șorecani, Comănești și Filipeștii. Caracteristicile chimico-tehnice ale cărbunilor întrebuințați sînt prezentate în tabela 1.

Tabela 1

Caracteristicile chimico-tehnice ale cărbunilor de Șorecani, Comănești și Filipeștii bruți

Mina	Analiza tehnică			
	Umiditate	Cenușă	Materii volatile	
	W^a	A^{anh}	V^{anh}	V^{mc}
	%	%	%	%
Șorecani	16,14	29,57	34,20	48,22
Comănești	18,21	21,46	41,00	52,34
Filipeștii	24,35	36,52	36,40	56,95

Conţinutul ridicat de cenuşă a cărbunilor bruţi a făcut necesară prepararea unor sorturi cu cenuşă mai scăzută prin spălare în medii dense formate din soluţii de $ZnCl_2$ de diverse concentraţii.

Randamentele de spălare şi caracteristicile chimico-tehnice ale cărbunilor spălaţi sînt prezentate în tabela 2.

Tabela 2

Caracteristicile chimico-tehnice ale cărbunilor bruni de Şorecani şi Comăneşti şi a lignitilor de Filipeştii spălaţi în medii dense de $ZnCl_2$

Mina	Condiţii de spălare			Caracteristicile chimico-tehnice ale recuperatorului			
	Greut. specif. a soluţ. de $ZnCl_2$	Randament de spălare		Umidit.	Cenuşă	Materii volatile	
		Recuperat	Steril				
	g/cm³	— %	— %	W^a %	$A^{anh.}$ %	V^{anh} %	V^{mc} %
Şoarecani	1,43	29,6	70,4	15,47	11,80	41,80	47,25
Comăneşti	1,40	38,3	61,7	14,23	8,62	46,14	50,49
Filipeştii	1,30	21,4	78,6	19,29	10,50	48,50	54,32

Degazarea acestor cărbuni de Şorecani, Comăneşti şi Filipeştii, s-a făcut în bucăţi de 0—30 mm la temperaturi de 850°C spre a avea un material cu un conţinut mai redus de materii volatile, în retorte metalice introduse în cuptoare de laborator cu mufă orizontală şi silite.

După defurnare cocsul — reziduul de degazare — obţinut, a fost stins cu apă în retorte.

Principalele caracteristici chimico-tehnice ale cărbunilor de Şorecani, Comăneşti şi Filipeştii degazaţi în aceste condiţii sînt prezentate în tabela 3.

Tabela 3

Caracteristicile chimico-tehnice ale cocsului obţinut din cărbuni de Şorecani, Comăneşti şi Filipeştii pirogenaţi la 850°C

Mina	Randament de cocs raportat la cărbune uscat	Caracteristici chimico-tehnice			
		Umiditate	Cenuşă	Materie	Volatile
	%	W^a %	A^{anh} %	V^{anh} %	V^{mc} %
Şorecani	63,5	7,61	18,63	4,35	5,35
Comăneşti	58,9	6,44	14,45	4,14	4,85
Filipeştii	56,7	8,06	18,28	4,64	5,56

Deşi cărbunii spălaţi au o cenuşă redusă, cenuşa reziduului de cocsificare — a cărbunilor degazaţi — este destul de mare, datorită procentului ridicat de materii volatile al cărbunilor iniţiali.

Cărbunii degazați au fost măcinați într-o moară cu discuri la granulația 0—3 mm și brichetați la presiunea de 300 kg/cm² folosind lianți ale căror caracteristici sînt prezentate în tabela 4.

Tabela 4

Caracteristicile chimico-tehnice ale lianților utilizați

Specificația	Simbol	Unități	Valori		
			Bitum industrial neparafinos tip D	Bitum industrial parafinos	Smoală de semicarbonizare *)
Punct de înmuiere	I.B.	°C	89,5	55,2	69,5
Carbon liber	C_l	%	0,8	0,6	9,8
Cenușă	A	%	0,1	0,1	1,04

*) Smoala de semicarbonizare a fost obținută prin distilarea gudronului obținut din semicarbonizarea cărbunilor PALV în cuptoare Ab-der-Halden.

Brichetele obținute cu acești lianți au fost supuse tratamentului termochimic în laborator cu gaze arse rezultate din arderea metanului și diluate cu aer într-o instalație adecvată.

S-a studiat influența naturii liantului și a cantității lui asupra calității brichetelor obținute înainte și după tratamentul termochimic, precum și a factorilor ce condiționează acest tratament, temperatura și durata.

Funcție de acești parametrii s-au cercetat atît rezistențele mecanice ale brichetelor determinate la toba Nedelmann 700 t/min, cît și caracteristicile lor chimico-tehnice.

Tabela 5 și figurile 1 și 2 prezintă rezultatele determinărilor caracteristicilor chimico-tehnice ale brichetelor obținute din cărbuni de Șorecani și Comănești și de tip lignitic de Filipeștii, înainte și după tratamentul termochimic.

Din cercetarea tabelului și a graficelor rezultă următoarele :

— Calitatea brichetelor obținute din cărbuni de Șorecani, Comănești și Filipeștii, este dependentă în primul rînd de natura și cantitatea liantului adăogat și de condițiile de tratament (temperatură-durată).

— Rezistența mecanică este ceva mai mică la brichete crude sau tratate termochimic, din ligniții de Filipeștii, decît a celor obținute în condiții similare din cărbunii de Șorecani și Comănești.

— Smoala de semicarbonizare conferă rezistență mecanică mult mai slabă atît în cazul brichetelor crude, cît și după efectuarea tratamentului termochimic, atît în raport cu bitumul industrial parafinos cît și cu cel neparafinos.

— Din punctul de vedere al rezistenței termice liantul cel mai potrivit rămîne totuși bitumul industrial parafinos.

— Cantitatea de liant de 10—12% și efectuarea tratamentului la 260°C și 4 ore s-au dovedit a fi indicate și în aceste cazuri ca și la huilele energetice din Valea Jiului studiate anterior.

Tabela

Caracteristicile chimico-tehnice ale brichetelor obținute din cărbuni de

Nr. crt.	Cărbunele	Cantitate de liant	Condiții de tratament termo-chimic		Bitum industrial parafinos				
					Analiză tehnică		Rezistența la toba Nedelmann		
			Temperatură	Durată	Cenușă	Materii volatile	>10mm	10—1 mm	<1mm
					A^{anh}	V^{a}	—	—	—
		%	°C	ore	%	%	%	%	%
1	Șorecani	8	crude		16,53	12,16	76,2	10,2	13,6
2	„	8	230	2	17,78	9,48	82,8	2,9	14,3
3	„	8	230	4	17,91	8,10	80,5	5,2	7,3
4	„	8	260	2	17,48	8,97	83,3	3,6	13,1
5	„	8	260	4	17,87	7,51	86,2	4,1	9,7
6	„	10	crude		15,97	14,37	78,4	7,4	14,2
7	„	10	230	2	17,23	10,80	84,1	6,3	9,6
8	„	10	230	4	17,51	9,15	87,2	3,9	6,9
9	„	10	260	2	16,82	10,08	89,1	2,7	8,2
10	„	10	260	4	17,04	8,60	90,2	2,0	7,8
11	„	12	crude		15,60	15,94	75,8	7,7	16,5
12	„	12	230	2	16,80	11,74	85,8	5,0	9,2
13	„	12	230	4	16,61	10,48	88,7	5,2	6,0
14	„	12	260	2	16,30	11,60	92,0	1,3	6,7
15	„	12	260	4	16,57	9,94	95,3	1,8	2,9
16	Comănești	8	crude		13,20	10,12	75,5	9,5	16,0
17	„	8	230	2	14,35	7,82	80,7	5,3	14,0
18	„	8	230	4	14,60	7,45	86,2	3,4	10,4
19	„	8	260	2	14,30	7,23	88,4	4,5	7,1
20	„	8	260	4	14,70	6,89	90,1	5,2	4,7
21	„	10	crude		12,80	12,22	77,7	8,9	13,4
22	„	10	230	2	14,10	9,11	84,1	3,5	12,4
23	„	10	230	4	14,00	7,53	86,9	4,5	8,6
24	„	10	260	2	13,80	8,39	90,2	3,2	6,6
25	„	10	260	4	13,92	7,96	92,1	3,9	4,0
26	„	12	crude		11,82	13,63	80,2	6,3	13,5
27	„	12	230	2	13,67	10,04	85,1	5,6	9,3
28	„	12	230	4	13,50	8,78	87,2	4,4	8,4
29	„	12	260	2	13,10	9,63	91,1	4,0	5,9
30	„	12	260	4	13,20	8,23	93,3	3,1	3,6
31	Filipeștii	8	crude		15,45	10,82	74,1	8,5	17,4
32	„	8	230	2	16,61	8,52	78,8	9,2	12,0
33	„	8	230	4	16,95	7,15	80,3	9,4	10,3
34	„	8	260	2	16,60	8,03	82,3	7,6	10,1
35	„	8	260	4	16,95	6,58	85,1	7,7	7,2
36	„	10	crude		15,00	12,92	77,1	6,9	16,0
37	„	10	230	2	16,21	9,81	81,6	8,4	10,2
38	„	10	230	4	16,35	8,18	81,9	9,0	9,1
39	„	10	260	2	15,95	9,08	82,2	8,7	9,1
40	„	10	260	4	16,18	7,61	86,4	7,6	6,1
41	„	12	crude		14,75	14,35	78,0	6,9	15,1
42	„	12	230	2	16,00	10,70	82,8	7,6	9,6
43	„	12	230	4	15,70	9,49	80,3	11,7	8,1
44	„	12	260	2	15,35	10,50	82,5	10,1	7,4
45	„	12	260	4	15,60	8,95	88,0	6,2	5,8

5

Şorecani, Comăneşti şi Filipeştii înainte şi după tratamentul termo-chimic

Bitum industrial neparafinos tip D					Smoală de semicarbonizare				
Analiză tehnică		Rezistenţa la toba Nedelmann			Analiza tehnică		Rezistenţa la toba Nedelmann		
Cenuşă	Materii volatile	> 10mm	10—1 mm	< 1 mm	Cenuşă	Materii volatile	> 10 mm	10—1 mm	< 1 mm
A^{anh}	V^a	—	—	—	A^{anh}	V^a	—	—	—
%	%	%	%	%	%	%	%	%	%
17,8	11,28	44,6	16,2	39,2	17,10	11,05	—	19,1	80,9
17,50	9,81	70,2	7,5	22,3	17,43	9,49	—	24,2	76,8
17,70	9,39	80,0	5,9	12,1	17,72	8,51	—	27,5	72,5
17,15	9,59	82,1	5,9	14,0	17,54	8,91	—	23,6	76,4
17,58	9,0)	84,7	5,8	12,5	17,82	8,19	—	24,4	75,6
16,22	12,24	55,2	10,6	3 ,2	16,50	12,04	—	23,2	76,8
16,99	11,11	82,5	4,9	12,6	16,46	10,81	8,2	24,8	67,5
17,24	10,34	82,7	5,6	11,7	16,96	9,52	20,2	10,7	69,1
16,80	10,99	86,2	4,5	9,3	16,77	10,55	29,3	19,6	51,1
17,00	10,11	87,4	4,1	8,5	17,08	9,16	40,2	17,5	42,3
16,10	14,63	58,6	8,9	32,5	16,28	14,11	—	28,1	71,9
16,60	12,78	85,6	4,4	10,1	16,71	12,05	42,3	10,4	47,3
16,50	11,87	88,7	2,3	9,1	16,80	10,72	46,5	10,9	42,6
16,22	12,27	89,5	4,1	6,4	16,88	11,62	63,7	7,6	28,7
16,60	11,19	90,0	4,2	5,8	16,73	10,02	70,9	5,8	26,3
14,80	10,04	53,7	10,6	36,7	13,90	9,89	4,6	25,9	69,5
15,20	8,42	63,2	7,9	28,9	14,30	8,09	16,2	35,3	48,5
15,50	8,00	68,3	10,4	21,3	14,60	7,11	42,3	14,6	43,1
14,90	8,21	69,5	9,4	21,1	14,20	7,70	54,5	15,2	30,3
15,20	7,70	84,3	5,9	12,8	14,50	7,39	65,2	11,4	23,4
13,80	10,85	62,5	12,4	24,1	14,20	10,60	6,3	28,7	65,0
14,80	9,72	75,2	7,5	17,3	14,35	9,40	54,4	18,6	27,0
15,10	8,15	85,3	7,4	7,3	14,60	8,11	61,1	12,7	26,2
14,60	9,60	86,1	3,7	10,2	14,70	9,15	63,9	9,7	26,4
14,95	8,72	89,0	5,4	5,6	15,00	7,96	79,2	3,8	17,0
14,00	13,18	80,4	5,7	13,9	14,00	12,35	16,5	21,4	62,1
14,30	11,39	88,5	4,3	7,2	13,50	10,65	68,3	8,4	23,3
14,20	10,48	90,2	4,7	5,1	13,15	9,32	69,5	9,2	21,3
14,00	10,88	90,3	5,4	4,3	13,60	10,21	68,9	8,7	22,4
14,20	10,80	90,2	5,7	4,1	13,60	8,62	79,8	7,2	13,0
16,01	10,59	15,2	15,6	69,2	16,20	10,35	—	24,5	76,5
16,40	9,12	42,4	20,5	37,1	16,51	8,79	—	23,3	76,7
16,61	8,70	62,3	12,4	25,3	16,92	7,81	—	27,7	72,3
16,22	8,93	62,4	6,4	31,2	16,42	8,40	—	31,2	68,8
16,60	8,40	60,7	14,5	24,4	16,91	7,59	—	37,1	62,9
15,41	11,55	40,8	11,8	47,4	15,60	11,10	—	21,4	78,6
15,91	10,42	67,1	12,5	20,4	15,68	10,10	32,1	16,7	51,2
16,18	9,85	82,6	7,4	10,0	16,60	8,81	32,7	22,8	44,5
15,81	10,30	76,5	9,7	13,8	15,95	9,85	40,9	21,9	51,2
16,15	9,42	84,7	7,2	8,1	16,18	8,46	50,3	17,9	31,8
15,21	13,94	44,8	10,3	44,9	15,25	13,05	8,4	17,3	74,5
15,82	12,09	82,1	9,7	8,2	15,82	11,35	35,2	27,9	36,9
15,37	11,81	85,2	5,7	9,1	15,83	10,02	48,2	22,7	29,1
15,15	11,58	90,1	2,1	7,8	16,00	10,91	45,3	12,8	41,1
15,58	11,50	87,0	5,2	7,8	15,97	9,32	51,1	18,7	30,2

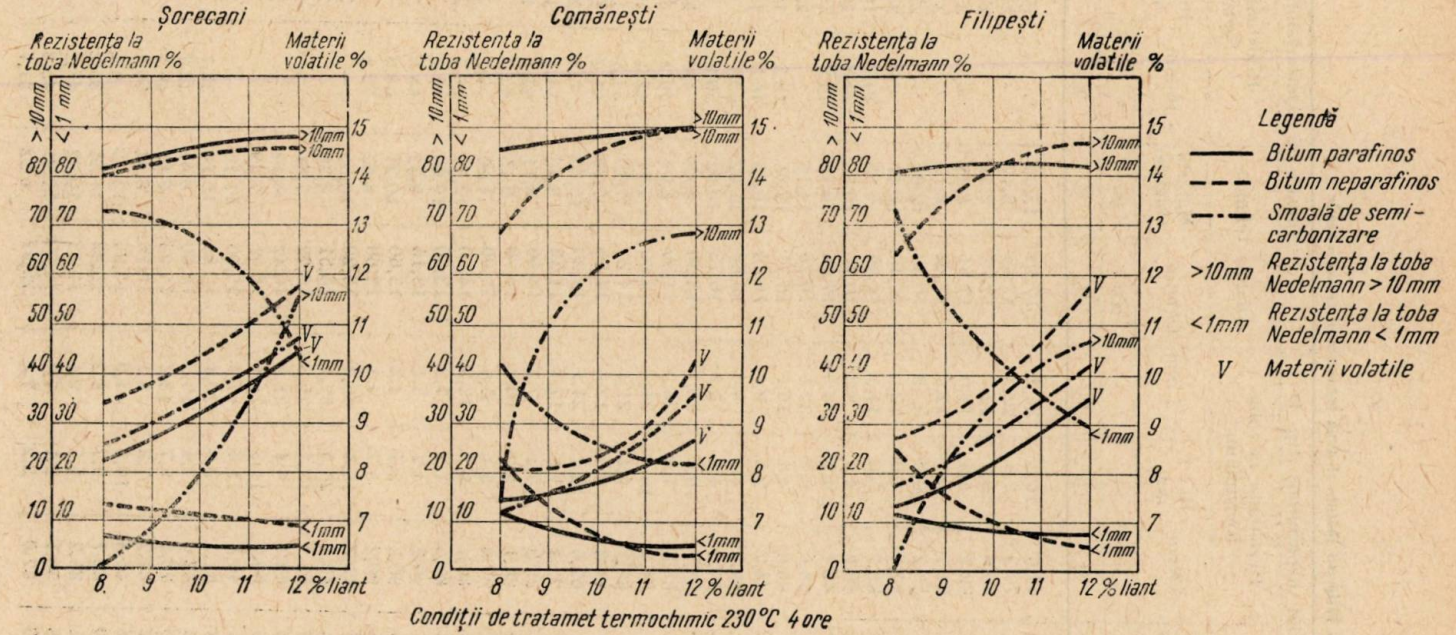


Fig. 1. — Variația însușirilor brichetelor obținute din cărbuni de Şorecani, Comănești și Filipești, după tratament termochimic la 230°C și 4 ore în funcție de natura și cantitatea liantului adăugat.

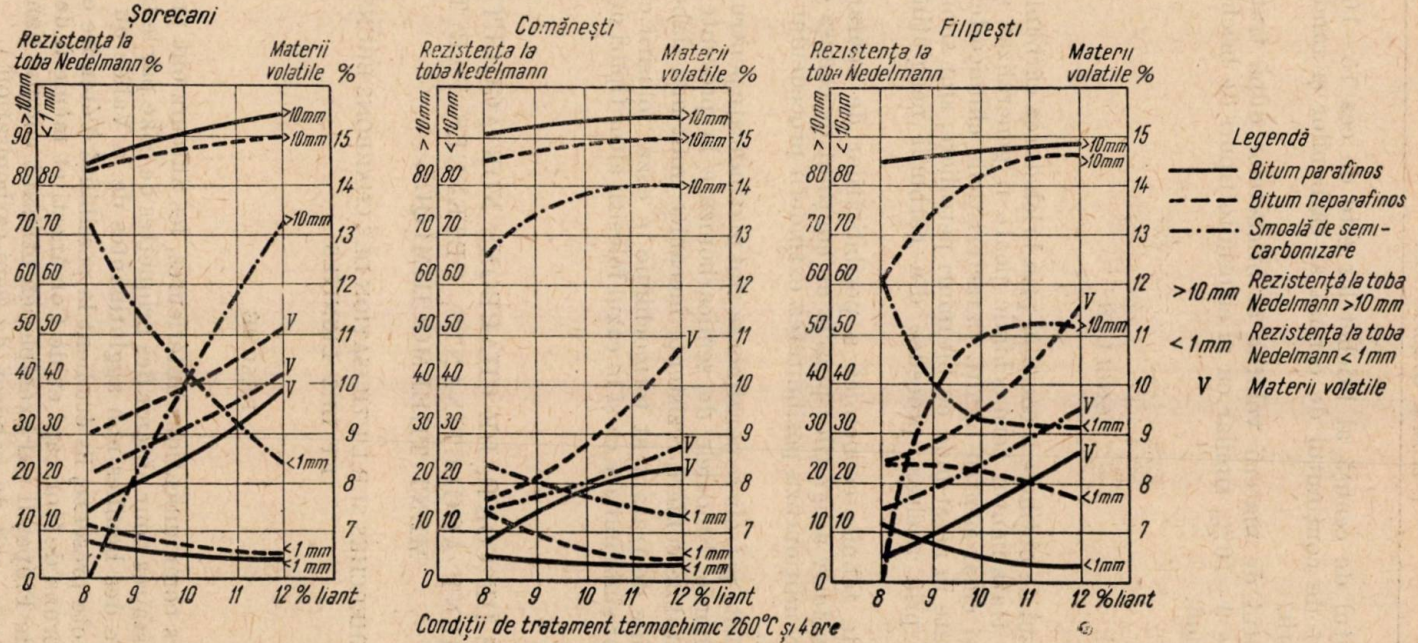


Fig. 2. — Variaţia însuşirilor brichetelor obţinute din cărbunii de Şorecani, Comăneşti şi Filipeşti, după tratament termochimic la 260°C şi 4 ore în funcţie de natura şi cantitatea liantului adăugat.

— Conținutul de cenușă al brichetelor este de cca 15—16% fiind direct dependent de conținutul de cenușă al cărbunilor și randamentul redus al degazării.

— Conținutul de materii volatile al brichetelor după tratamentul termochimic este 9—10%, similar cu al celorlalte tipuri de brichete obținute în acest mod.

CONCLUZII

1. Procedeul de obținere a cocsului prin brichetarea cărbunilor degazați urmată de tratamentul termochimic poate fi generalizat și pentru cărbunii bruni și chiar pentru ligniți. Caracteristicile chimico-tehnice ale cocsurilor obținute în acest mod cu bitumuri petroliere, sînt similare cu a celor obținute, prin aceleași procedee din cărbunii neaglutinanți din Valea Jiului.

2. Eficiența tehnico-economică a posibilităților de epurare a cărbunilor bruni, inclusiv a ligniților pînă la un conținut de cenușă destul de mic, sub 10%, condiționează posibilitatea extinderii procedeului și asupra acestor cărbuni.

3. Bitumurile petroliere parafinoase sînt mai indicate pentru post tratament termochimic. Smoalele de semicarbonizare la procente de liant economic acceptabile conferă rezistențe mecanice mult mai slabe.

4. Condițiile de tratament termochimic în cazul folosirii cărbunilor bruni și ligniților sînt similare ca și în cazul folosirii altor tipuri de cărbuni.

BRIQUETTES DE COKE, DE CHARBONS NON AGGLUTINANTS OU FAIBLEMENT AGGLUTINANTS, OBTENUES PAR TRAITEMENT THERMOCHIMIQUE

V. RECHERCHES SUR L'UTILISATION DES CHARBONS BRUNS ET DES LIGNITES

RÉSUMÉ

Dans leurs communications antérieures, les auteurs ont présenté les conditions nécessaires pour obtenir des briquettes de coke par le traitement thermochimique des houilles non agglutinantes de la Vallée du Jiu.

Dans la note présente, ils étudient la possibilité d'étendre ce procédé aux charbons bruns de Șorecani et de Comănești et même à des lignites, tels que ceux de Filipeștii par exemple, en utilisant comme liant soit des bitumes de pétrole, soit du goudron de semi-carbonisation.

Les résultats obtenus confirment que le procédé est tout aussi valable pour ces types de charbons, son efficacité économique dépendant de la possibilité d'une réduction avantageuse de la teneur en stérile.

BIBLIOGRAFIE

1. I. BLUM, I. NISTOR, *Cocs brichete din cărbuni neaglutinanți sau slab aglutinanți prin tratament termochimic. I. — Cercetări în faza de laborator.* Studii și cercetări de energetică, *2*, 397—409 (1960).
2. — *II. Cercetări în fază pilot.* Studii și cercetări de energetică, *3* 563—575 (1960).
3. — *III. Tehnologia.* Studii și cercetări de energetică, *2* (1961).
4. — *IV. Cercetări privind influența naturii lianților, asupra rezistenței mecanice a cocsului.* Studii și cercetări de energetică, *4*,6/5 (1961).

REDUCEREA CONȚINUTULUI DE SULF DIN COCSUL CU ADAOSURI ANORGANICE, PRIN ACȚIUNEA ABURULUI ASUPRA SULFURII DE CALCIU

CERCETĂRI DE LABORATOR *)

DE

I. EPURE

Conținutul în sulf este o caracteristică importantă a calității cocsului metalurgic. În cazul în care conținutul în sulf depășește o anumită limită, cocsul devine impropriu pentru metalurgie.

Practica a arătat că nu se poate produce cocs cu conținut redus în sulf decît din huile cu sulf puțin. În ciuda acestei constatări, cercetările în vederea găsirii căilor de producere a cocsului metalurgic corespunzător, din huile bogate în sulf, au continuat [1], [2], problema avînd un caracter economic important [3], [4].

Din lucrările de specialitate se cunosc două moduri de a ataca această problemă: desulfurarea cărbunilor destinați fabricării cocsului și desulfurarea cocsului.

Desulfurarea cărbunilor se realizează în general prin metode fizice și se bazează pe diferența de densitate dintre masa combustibilă și masa minerală, ultima cuprinzînd și pirita cea mai răspîndită combinație a sulfului în cărbuni. Eliminarea sulfului pe această cale este posibilă numai în cazul în care granulele de pirită au dimensiuni suficient de mari, lucru ce se întîmplă destul de rar.

Metodele chimice folosite pentru îndepărtarea sulfului din cărbuni pe lîngă că sînt costisitoare și greu de realizat tehnic, modifică și proprietățile inițiale ale cărbunilor.

Desulfurarea cocsului, în timpul pirogenării, prin tratare cu gaze reducătoare sau oxidante, fiind de regulă însoțită de diminuarea capacității

*) Propunere de invenție; dosar nr. 42452 din 9 ianuarie 1959.

de aglutinare a huilelor, nu este indicată pentru cocsul metalurgic. Dimpotrivă, tratarea cocsului cu agenți desulfuranți după defurnare, influențează în mai mică măsură rezistența mecanică [5].

Trebuie de asemenea amintit procedeul de a introduce unele substanțe anorganice în șarja de cocsificare în scopul de a transforma și fixa sulful din cocs în combinații care în furnal să treacă direct în zgură, fără a mai afecta calitatea fontei [6], [10]. Adăugarea de substanțe anorganice devine și mai interesantă dacă operația de cocsificare este urmată de eliminarea sulfului din cocsul respectiv. Această cale de desulfurare a cocsului pare să aibă mai mulți sorți de izbîndă decît celelalte și în timpul din urmă au și apărut în literatura de specialitate o serie de lucrări în acest sens [7], [8], [9].

Desulfurarea cocsului metalurgic prezentînd o mare importanță pentru țara noastră, la Institutul de energetică au fost efectuate numeroase cercetări în acest domeniu [1], [2], [6].

În una din aceste cercetări *) s-a urmărit desulfurarea cocsului preparat din huilă de gaz de Valea Jiului cu adaos de oxid de calciu. Desulfurarea a fost făcută prin spălare hidrolitică. Pe această cale s-a reușit să se reducă sulful dintr-un cocs preparat în laborator pînă la 1,40% și chiar la mai puțin. Aplicînd aceeași metodă la un cocs preparat într-un cuptor pilot de circa 1 m^3 capacitate, s-a realizat reducerea sulfului de la 2,82% la 1,70%.

În cercetarea ce formează obiectul prezentei note s-a studiat desulfurarea cocsului metalurgic fabricat din huile de Valea Jiului în amestec cu semicocs și huile importate din Č.S.S.R.

Huilele de Valea Jiului fiind huile de gaz (621—623 și 41—43% $V.^{m.c.}$) este necesar să li se adauge la cocsificare în vederea degresării 14—16% semicocs. Huilele importate din Č.S.S.R. sînt necesare pentru ameliorarea rezistenței mecanice, precum și a conținutului de sulf, ale cocsului produs din huile de Valea Jiului. Cocsul produs la Uzina cocsochimică Hunedoara din amestecul de cărbuni susamintit are un conținut în sulf ridicat (2,20—2,50%) și o rezistență mecanică 62—68 M_{40}.

În vederea creării posibilității de desulfurare a cocsului s-a adăugat amestecului de huile, oxid de calciu, respectiv dolomită calcinată, în proporție de 8%, excluzîndu-se complet semicocsul din șarje.

Cocsul cu adaosuri anorganice obținut a fost supus unui tratament cu abur la presiune în vederea descompunerii sulfurii de calciu formată în timpul pirogenării.

ÎNCERCĂRI DE LABORATOR

Prepararea cocsului cu adaosuri anorganice. Scopul acestor încercări a fost găsirea unor substanțe, care să fixeze sulful în timpul pirogenării huilelor, iar cocsul obținut să servească în continuare la desulfurare. În

*) I. Blum, Th. Piatkowski și I. Epure, *Cercetări privind îmbunătățirea calității cocsului metalurgic. Neutralizarea și reducerea cantității de sulf din cocsul metalurgic produs în R.P.R.* Referat predat Institutului de energetică.

urma încercărilor efectuate precum şi a altor lucrări anterioare [6] s-a constatat că oxidul de calciu şi dolomita calcinată corespund scopului propus.

Alegerea oxidului de calciu şi a dolomitei calcinate ca adaos la şarja de cocsificare a fost dictată de următoarele considerente :

— oxidul de calciu are o influenţă puternică asupra combinaţiilor cu sulf, în timpul pirogenării huilelor, favorizînd îmbogăţirea cocsului în sulfură de calciu pe seama sulfului organic şi a celui din materiile volatile ;

— sulfura de calciu poate fi mai uşor eliminată din cocs decît alte combinaţii ale sulfului ;

— aceste substanţe anorganice pot îndeplini cu succes funcţia de degresat în cazul cocsificării huilelor de gaz ;

— varul rămas în cocs substituie o cantitate corespunzătoare din carbonatul de calciu care se daugă ca fondant în furnale.

Dolomita, în afară de avantajele prezentate la oxidul de calciu, este în plus fondantul care se adaugă în furnale pentru micşorarea viscozităţii zgurilor.

Pentru încercări s-au folosit următoarele materii prime :

— huilă de Valea Jiului (LUV) 73%,
— huilă Č.S.S.R. (I) 23,6%,
— huilă Č.S.S.R. (II) 3,4%,
— oxid de calciu,
— dolomită calcinată,
— semicocs (pentru probele de referinţă).

Tabela 1

Analiza tehnică a huilelor şi semicocsului

Specificaţia	Huilă LUV	Huilă Č.S.S.R.		Semicocs
		I	II	
Umiditate (W^a) %	1,95	1,52	0,77	3,72
Cenuşe (A^{anh}) %	9,48	9,92	10,59	10,63
Volatile ($V^{m.c.}$) %	41,68	30,80	23,12	16,45
Sulf total (S_t^{anh}) %	2,69	0,85	0,81	2,54

Granulaţia huilelor a fost sub 2,5 mm, iar a substanţelor anorganice sub 0,3 mm. Semicocsul pentru probele de referinţă a avut granulaţia sub 1 mm.

Amestecul de cocsificare a fost constituit din 92% huile şi 8% oxid de calciu sau dolomită. Probele de referinţă au conţinut 11% semicocs iar restul huile.

Probele în greutate totală de 1 000 g au fost cocsificate la 1 050°C.

Rezultate obţinute. În tabela 2 sînt consemnate rezultatele obţinute la cocsificarea huilelor, în amestec cu oxid de calciu sau dolomită, în ceea ce priveşte comportarea sulfului şi a formelor de sulf precum şi rezistenţa mecanică a acestor cocsuri.

Tabela 2

Cocsuri cu adaos de oxid de calciu, respectiv dolomită calcinată

Proba	Randament în cocs raportat la cărbune uscat %	Cenuşă (A^{anh}) %.	Sulf total (S_t^{anh}) %	Sulf total raportat la sulful din cocsul cu semicocs %	Sulf rămas în cocs din sulful huilelor %	Forme de sulf					Rezistenţa mecanică		
						Sulf sulfură		Sulf organic %	Sulf piritic %	Sulf sulfat %			
						totală %	de calciu şi magneziu %				> 10 mm %	1–10 mm %	< 10 mm %
Amestecul de huile	—	9,61	2,14	—	100,00	0,04	—	0,87	1,17	0,06	—	—	—
Cocs cu 8 % CaO stins uscat	67,31	28,87	2,66	126,0	90,86	1,90	1,55	0,69	0,05	0,02	93,0	2,9	4,1
Cocs cu 8 % CaO stins uscat	67,95	28,73	2,59	122,7	88,88	1,86	1,50	0,67	0,04	0,02	92,3	3,7	4,0
Cocs cu 8 % CaO stins umed *)	69,23	27,76	2,26	107,1	—	—	—	—	—	—	93,4	3,5	3,1
Cocs cu 8 % CaO stins umed	68,59	28,05	2,17	103,3	—	—	—	—	—	—	92,1	4,2	3,7
Cocs cu 8 % dolomită stins uscat	68,36	28,36	2,60	123,2	90,22	1,80	1,56	0,70	0,07	0,03	93,1	3,0	3,9
Cocs cu 8 % dolomită stins uscat	68,14	27,95	2,52	114,7	86,75	1,77	1,49	0,68	0,05	0,02	—	—	—
Cocs cu 8 % dolomită stins umed	69,85	28,42	2,27	107,6	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Cocs cu 8 % dolomită stins umed	69,34	27,63	2,22	105,2	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Cocs cu 11 % semicocs	64,00	14,38	2,11	100,0	62,50	0,55	0,12	1,48	0,05	0,03	89,8	5,0	5,2

*) Nu s-au determinat formele de sulf din cocsul stins umed, deoarece în timpul uscării la aer a acestui cocs au loc fenomene de oxidare a sulfurii de calciu.

Din datele conținute în tabela 2 se constată următoarele :

— Cocsul cu adaos de oxid de calciu, precum și acel cu dolomită, prezintă un conținut în sulf mai ridicat decît cocsul de referință. În cocsurile cu adaosuri anorganice este reținut 86—90% din sulful conținut în șarja de cocsificare, în timp ce cocsul fără adaos reține numai 62% din acest sulf.

— Dintre formele de sulf existente în cocsurile cu adaosuri alcalino-pămîntoase cea mai mare parte o constituie sulful sulfură.

— Procesul de formare a combinațiilor organice cu sulf este afectat în mare măsură de prezența oxizilor de calciu și magneziu. Acești oxizi, precum și hidroxizii corespunzători inhibă recombinarea sulfului cu carbonul, în rețeaua cocsului, în timpul proceselor pirigenetice, cînd au loc transformări profunde ale combinațiilor sulfului din cărbuni.

— Proporția de sulf sulfat și sulf piritic rămasă în cocs nu este influențată de adaosurile anorganice.

— La stingerea umedă 14—15% din sulful total conținut în cocsul cu adaosuri alcalino-pămîntoase, se elimină prin descompunerea sulfurilor de calciu și magneziu și prin solvirea lor în apă caldă.

— Nu se constată diferență între efectul oxidului de calciu și al dolomitei.

— Rezistența mecanică a cocsurilor cu adaosuri este sensibil mai bună decît acea a cocsului cu semicocs, atît în ceea ce privește fracțiunea mare (> 10 mm) cît și în ceea ce privește praful (< 1 mm).

Desulfurarea cocsului cu abur la presiune. Cocsurile cu adaosuri anorganice au fost supuse încercărilor de desulfurare, folosindu-se pentru aceasta acțiunea aburului asupra sulfurii de calciu conținute în aceste cocsuri.

A fost încercată atît acțiunea desulfurantă a aburului saturat cît și a celui supraîncălzit.

Apa reacționează cu sulfura de calciu după reacțiile :

$CaS + H_2O \rightleftarrows CaO + H_2S$	$\Delta H_{298} = +15{,}298$ kcal/mol	(1)
$CaO + H_2O \rightleftarrows Ca(OH)_2$	$\Delta H_{298} = -26{,}502$ „ „	(2)
$CaS + 2H_2O \rightleftarrows Ca(OH)_2 + H_2S$	$\Delta H_{298} = -11{,}200$ „ „	(3)

Reacția (3) fiind slab exotermă este de așteptat ca echilibrul respectiv să nu poată fi influențat în mod eficient prin ridicarea temperaturii. Dimpotrivă în cazul în care reacția are loc între sulfura de calciu solidă și apa în stare de vapori, contracția de volum fiind mare, echilibrul va putea fi influențat prin mărirea presiunii.

Această presupunere s-a dovedit a fi întemeiată iar efectul presiunii s-a dovedit a fi necesar din două motive. În primul rînd pentru a deplasa spre dreapta echilibrul reacției (3) și în al doilea rînd pentru a înlesni pătrunderea vaporilor de apă în toată masa cocsului.

Instalația de laborator folosită pentru încercările de desulfurare este indicată în figura 1.

Pentru desulfurarea cocsului au fost încercate două căi:

— tratarea cocsului uscat cu abur produs într-o instalație exterioară;

— uscarea la presiune a cocsului cu umiditate ridicată.

Eliminarea sulfului din cocs prin tratare cu abur la presiune. Cocsul, în bucăți mari (20—50 mm), a fost tratat cu abur într-o autoclavă (3) de

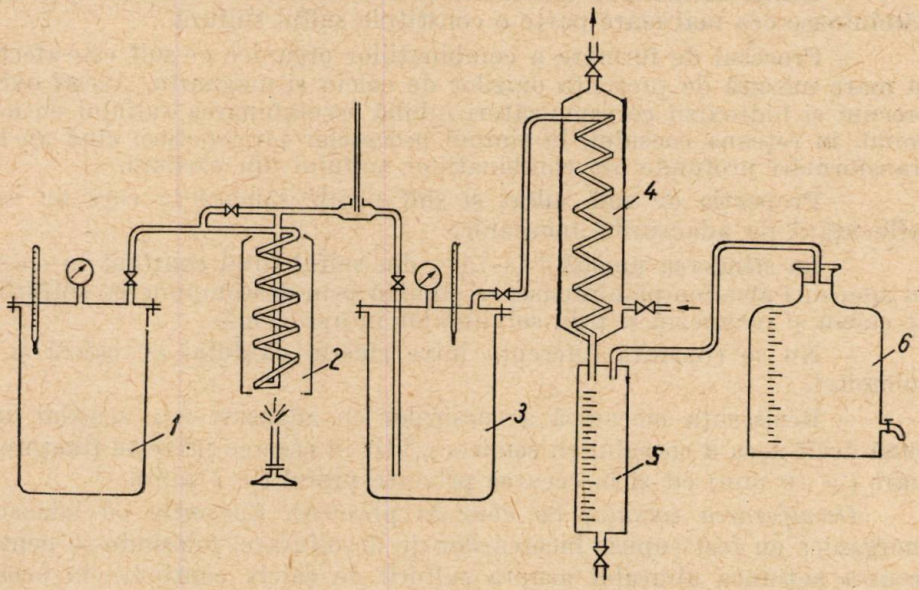


Fig. 1

4 l capacitate (fig. 1). Peste probele de cocs de cca 700 g s-a introdus abur pînă s-a creat în autoclav presiunea necesară desulfurării. S-a menținut această presiune un anumit timp, apoi a fost eliminat din spațiul de reacție, amestecul H_2O (v) — H_2S(g). Amestecul abur-hidrogen sulfurat s-a trecut prin refrigerentul (4) în vederea condensării vaporilor de apă. Apa condensată a fost colectată în vasul măsurător (5) iar hidrogenul sulfurat în gazometrul (6).

Pentru eliminarea amestecului H_2O(v)—H_2S(g) din spațiul de reacție, în vederea deplasării echilibrului în sensul formării hidrogenului sulfurat, s-au încercat mai multe variante:

a) presiunea menținută constantă în timpul desulfurării și eliminarea la sfîrșit a produselor de reacție din recipient;

b) evacuarea continuă din spațiul de reacție a hidrogenului sulfurat și a aburului și menținerea presiunii constante prin adaos suplimentar de abur;

c) tratarea cocsului cu abur timp de 8 minute, evacuarea amestecului H_2O(v)—H_2S(g) și repetarea acestui ciclu pînă la sfîrșitul operației de desulfurare;

d) Tratarea cocsului cu abur ca la varianta C cu deosebirea că evacuarea produselor de reacție nu s-a făcut pînă la presiunea atmosferică și pînă la p = P-2 unde P este presiunea de desulfurare.

Rezultate obținute. În tabela 3 sînt consemnate rezultatele obținute la desulfurarea cu abur saturat și supraîncălzit, a cocsurilor cu adaos de oxid de calciu.

Tabela 3

Desulfurarea cocsului cu abur

Varianta	Aburul	Presiunea kgf/cm²	Temperatura °C	Abur utiliz. kg/kg cocs	Sulf rămas în cocs %
a	saturat	2	120	0,152	1,80
		5	152	0,175	1,69
		10	179	0,280	1,54
		15	198	0,350	1,47
b	saturat	2	120	0,285	1,67
		5	152	0,391	1,46
		10	179	0,540	1,27
		15	198	0,837	1,23
c	saturat	2	120	0,425	1,68
		5	152	0,611	1,42
		10	179	0,722	1,19
		15	198	0,981	1,19
d	saturat	2	120	0,316	1,75
		5	152	0,440	1,52
		10	179	0,530	1,32
		15	198	0,677	1,29
c	supraîncălzit	2	140	0,169	2,15
		5	172	0,240	2,01
		10	199	0,381	1,79
		15	218	0,536	1,82
c	supraîncălzit	2	160	0,122	2,10
		5	192	0,187	2,03
		10	219	0,247	1,90
		15	238	0,394	1,85

Sulf în cocsul supus desulfurării 2,66%
Timp de desulfurare 120 minute

— Cu ajutorul aburului la presiuni relativ mici (5—10 kgf/cm²) se poate realiza desulfurarea cocsului cu adaos de oxid de calciu de la 2,66% S*t* pînă la 1,20—1,40% S*t*.

— Presiunea are un rol important. Efectul ei se constată începînd de la 2 kgf/cm². Majorarea presiunii peste 10 kgf/cm² nu ar fi însă justificată deoarece creșterea randamentului de desulfurare peste această limită este neînsemnată.

— Aburul saturat este un agent desulfurant mult mai eficient decît aburul supraîncălzit. Faptul că aburul supraîncălzit este un agent desulfurant mai puțin eficace decît cel saturat este o dovadă că nu temperatura ci presiunea are rolul cel mai important în deplasarea echilibrului reacției de desulfurare (3) în sensul formării H_2S.

— Prin varianta (*c*) — alternarea presiunii cu evacuarea H_2S format s-a realizat cea mai avansată desulfurare, de la 2,66% *St* la 1,19% *St*. Pentru obținerea acestui rezultat a fost nevoie de o presiune de 10 kg/cm².

Rezistența mecanică a cocsurilor desulfurate cu abur nu diferă de acea a cocsurilor nedesulfurate. Ea este superioară aceleia a cocsului cu semicocs.

Eliminarea sulfului din cocs prin uscarea la presiune. Cocsul preparat în vederea desulfurării la presiune a fost stins cu multă apă, pentru a se realiza pătrunderea acesteia în toată masa. Încălzind în autoclavă, probele de cocs, cu umiditate de cca 35%, s-a ridicat presiunea în spațiul de reacție prin evaporarea apei din cocs pînă la valoarea necesară desulfurării. Din acel moment s-a început evacuarea continuă a vaporilor de apă și a hidrogenului sulfurat rezultat din reacție. În timpul desulfurării presiunea s-a menținut constantă datorită evaporării continue a apei din cocs. Operația s-a continuat pînă la sfîrșitul uscării.

În timpul procesului de uscare sub presiune, aburul difuzează din centrul spre exteriorul bucăților de cocs, eliminînd în drumul său hidrogenul sulfurat din pori, pe măsura formării sale. În acest mod cinetica reacției de descompunere a sulfurii de calciu este mult îmbunătățită prin evacuarea continuă a produselor de reacție.

Rezultate obținute. În tabelele 4 și 5 sînt consemnate rezultatele obținute de desulfurarea prin uscare la presiune a cocsurilor cu adaos de oxid de calciu, respectiv dolomită calcinată, iar în tabela 6 rezistențele mecanice ale unor cocsuri desulfurate pe această cale.

Din datele cuprinse în tabelele 4, 5 și 6 se constată următoarele:

— Cocsul cu adaos de CaO, sau dolomită poate fi desulfurat prin uscare la presiune de la 2,66% *St* la 1,20% *St*.

— Presiunea are în acest caz o importanță la fel de mare ca și în cazul tratării cocsului cu abur.

— Prin uscarea la presiune se realizează desulfurarea cocsului cu randamente mai bune decît prin tratarea cu abur din exterior. În acest caz la 5 kgf/cm² se realizează desulfurarea de la 2,66% la 1,20% *St* pe cînd în cazul tratării cu abur pentru a realiza aceeași desulfurare este nevoie de 10 kgf/cm².

Desulfurarea are loc prin descompunerea sulfurii de calciu de către vaporii de apă și eliminarea hidrogenului sulfurat format. Sulful organic și celelalte combinații cu sulf din cocs nu sînt influențate de acest tratament.

— Nu se constată vreo diferență între posibilitatea de desulfurare a cocsului cu var față de acel cu dolomită.

Tabela 4

Desulfurarea prin uscare la presiune a cocsului cu oxid de calciu

Proba	Regim de desulfurare	Umiditatea cocsului supus desulfurării %	Durata desulfurării minute	Cenușa cocsului (A^{anh}) %	Randament cocs desulfurat %	Sulf total în cocs %	Forme de sulf				
							Sulf sulfură		Sulf organic %	Sulf piritic %	Sulf sulfat %
							totală %	de calciu %			
Cocs cu 8% CaO stingere uscată	—	—	—	28,87	67,31	2,66	1,90	1,55	0,69	0,05	0,02
Cocs cu 8% CaO stingere umedă	Uscare în atmosferă la 20°C	—	—	27,76	67,25	2,26	—	—	—	—	—
,,	Uscare în spațiu închis la 1 kgf/cm² și t = 200°C	34,30	110	26,41	67,00	1,84	1,08	0,73	0,70	0,03	0,03
,,	Uscare în autoclav la 2 kgf/cm²	35,10	110	25,30	67,20	1,46	—	—	—	—	—
,,	Uscare în autoclav la 5 kgf/cm²	34,75	115	24,58	67,20	1,20	0,44	0,08	0,69	0,04	0,03
,,	Uscare în autoclav la 10 kgf/cm²	34,80	115	24,68	67,20	1,17	—	—	—	—	—
,,	Uscare în autoclav la 20 kgf/cm²	34,20	110	24,45	67,05	1,16	0,40	0,04	0,69	0,05	0,02
Cocs LUV*), stingere umedă	Uscare în atmosferă la20°C	—	—	14,73	62,20	2,47	—	—	—	—	—
Cocs LUV cu 8% CaO stingere umedă	Uscare în autoclav la 5 kgf/cm²	34,85	110	24,89	65,27	1,43	—	—	—	—	—
Cocs cu 11% semicocs stingere umedă		—	—	14,38	64,00	2,11	0,55	0,12	1,48	0,05	0,03

*) Cocs fără semicocs

Tabela 5

Desulfurarea prin uscare la presiune a cocsului cu dolomită calcinată

Proba	Regim de desulfurare	Umid. cocsului supus desulfurării %	Durata desulfurării minute	Cenușa cocsului (A^{anh}) %	Randament cocs desulfurat %	Sulf total în cocs %	Forme de sulf				
							Sulf sulfură		Sulf organic %	Sulf piritic %	Sulf sulfat %
							Totală %	De calciu %			
Cocs cu 8% dolomită stingere uscată	—	—	—	28,36	68,36	2,60	1,80	1,56	0,70	0,07	0,03
Cocs cu 8% dolomită stingere umedă	uscare în atmosferă la 20°C	—	—	28,42	70,29	2,27	—	—	—	—	—
„	uscare în spațiu închis la 1 kgf/cm² și t = 200°C	36,05	120	25,88	66,52	1,80	—	—	—	—	—
„	Uscare în autoclav la 2 kgf/cm²	33,80	120	25,20	67,16	1,52	—	—	—	—	—
„	Uscare în autoclav la 5 kgf/cm²	35,10	120	24,32	67,22	1,21	0,42	0,10	0,72	0,05	0,02
Cocs cu 11% semicocs stingere uscată	—	—	—	14,38	64,00	2,11	0,55	0,12	1,48	0,05	0,03

— Rezistența mecanică a cocsurilor cu var desulfurate prin uscare la presiune nu scade prin acest tratament.

Tabela 6

Rezistența mecanică a cocsului cu oxid de calciu

Proba	Presiunea de desulfurare kgf/cm²	Rezistența mecanică		
		> 10 mm	1—10mm	< 1 mm
		%	%	%
Cocs cu 11% semicocs	—	89,8	5,0	5,2
Cocs cu 8% CaO-stins umed	2	93,2	3,2	3,6
„	5	93,2	3,0	3,8
„	10	92,8	2,9	4,3
„	20	93,0	2,8	4,2

CONCLUZII

— Din amestecul de huilă de Valea Jiului (LUV) și huilă Č.S.S.R., în proporțiile indicate în lucrare și 8% CaO sau dolomită calcinată se poate obține cocs cu rezistență mecanică mai bună decît din aceleași huile cu adaos de semicocs.

— Cocsul preparat cu 8% oxid de calciu sau dolomită calcinată, deși are un conținut de sulf mai ridicat de cît cocsul cu semicocs, poate fi desulfurat cu ajutorul aburului de la 2,66% la 1,20% S*t*.

— Dintre cele două căi de desulfurare cercetate, desulfurarea cu abur și uscarea la presiune, cea din urmă poate fi realizată la presiuni mai mici. Pe această cale se obține reducerea sulfului din cocs de la 2,66% la 1,20% S*t* la o presiune de 5 kgf/cm² pe cînd prin tratamentul cu abur se obține același efect la 10 kgf/cm².

— Rezistența mecanică a cocsului desulfurat este superioară aceleia a cocsului cu semicocs.

RÉDUCTION DE LA TENEUR EN SOUFRE DU COKE À ADDITIONS INORGANIQUES, PAR L'ACTION DE LA VAPEUR D'EAU SUR LE SULFURE DE CALCIUM

RÉSUMÉ

Sont présentés les résultats obtenus, en laboratoire, par les essais de désulfuration du coke métallurgique préparé des houilles cokéfiables de la République Populaire Roumaine, mélangées à des houilles d'importation.

Afin de faciliter l'élimination du soufre, on a ajouté au mélange de cokéfaction de l'oxyde de calcium, respectivement de la dolomie calcinée. Les essais de désulfuration ont été effectués sur le coke tiré du four, en dehors de l'installation de cokéfaction.

Le traitement par la vapeur d'eau, ainsi que le séchage sous pression, ont permis de réduire la teneur en soufre du coke de 2,66% à 1,20%.

Le coke ainsi désulfuré a manifesté une résistance mécanique supérieure à celle du coke ordinaire fourni par le même mélange de houilles.

BIBLIOGRAFIE

1. I. BLUM, TH. PIATOWSKI, N. SÎRBU, *Încercări de desulfurare a cărbunilor cocsificabili din R.P.R. Nota 2. Încercări de desulfurare a cărbunilor din Valea Jiului prin cocsificarea lor în curent de gaze. Desulfurarea în curent de hidrogen.* Studii şi cercetări de energetică, **V**, *1—2* ian. — iunie (1955).
2. I. BLUM, H. MANDEL, D. MAFTEI, *Încercări de desulfurare a cărbunilor cocsificabili din R.P.R. Nota III. Cercetarea acţiunii desulfurante a unor gaze în procesul de cocsificare a cărbunilor din Valea Jiului.* Studii şi cercetări de energetică, **V**, *3—4* (1955).
3. Г. И. ДЕШАЛИТ, *Курс технологий коксохимического производства*, ХАРКОВ, Москва, 1947.
4. A. N. POHVISNEV, V. S. ABRAMOV - N. I. CRASAVTEV, N. C. LEONIDOV, *Furnale* (trad. din limba rusă), Ed. tehnică, 1954.
5. А. З. ЮРОВСКИЙ, *Сера каменных углей*, Углетехиздат, Мимистерства востокугля, Москва, 1960.
6. I. BLUM, TH. PIATKOWSKI, I. EPURE, *Încercări de desulfurare a cărbunilor cocsificabili din R.P.R. Nota IV. Influenţa adaosurilor anorganice asupra conţinutului de sulf şi a formelor de sulf din cocsurile obţinute din huile de gaz de Valea Jiului*, Studii şi cercetări de energetică, **VII**, *2* (1957).
7. JK. GHOSH, R. E. BREWER, *Dusulfuration of Coal during Carbanisation*, Ind. Eng. Chem. **42**. 155—158 Aug. (1950).
8. M. ROY, M. N. GOSWANI, *Untersuchungen über die Entschwefelung von indischen Kohlen mit höhen* Schwefelgehalt, J. Indian Chem. Soc. ind. news. Edit. 18.98—99.1955 Calcuta. Chemisches Zentralblatt, *22* (1958).
9. N. SAMEČ, *Entschwefelung von kokó aus der Kohle von Raša.* Bull. Scient. Jaugoslavie, **2**, *2* (1955).
10. O. SIMMERSBACH, *Kokéchemie*, J. Springer, Berlin, 1930.

APLICAREA FUNCȚIILOR DINAMICII GAZELOR PENTRU CALCULUL UNUI COMPRESOR CU JET CU CAMERĂ DE AMESTEC DE SECȚIUNE CONSTANTĂ LUCRÎND ÎN REGIM SUBSONIC *)

DE

I. SPAHIU

NOTAȚII

a [m/s]	viteza sunetului,
f	raportul dintre secțiunea de ieșire și secțiunea de intrare în difuzorul compresorului cu jet,
A [cm^2]	suprafața secțiunii de trecere a gazelor,
D [cm]	diametrul,
G [kg/s]	debitul de aer (gaz),
$K = Cp/Cv$	raportul căldurilor specifice,
l [m]	lungimea camerei de amestec,
n [rot/min]	turația motorului (compresorului),
p [kgf/cm^2]	presiune,
$q(\lambda)$	funcția debitului,
T [°K]	temperatură,
w [m/s]	viteză,
$z(\lambda)$	funcția impulsului,
$\alpha = \frac{F_1}{F_2}$	raportul secțiunilor de trecere a gazului de înaltă presiune (activ) și gazului de joasă presiune (antrenat);
$\lambda = \frac{W}{a_{cr}}$	coeficient de viteză,
$\pi(\lambda)$	funcția presiunilor,
$\mu = \frac{G_2}{G_1}$	coeficientul de debit,
ν	coeficientul de pierderi din camera de amestec,
σ	coeficientul de pierdere de presiune în difuzorul compresorului cu jet.

*) Lucrare prezentată în ședința secției de Termoenergetică din ziua de 15 iunie 1961.

INDICI

[1] — se referă la parametrii gazului de înaltă presiune (activ),
[2] — se referă la parametrii gazului de joasă presiune (antrenat),
[3] — se referă la parametrii amestecului de gaze la ieşirea din camera de amestec,
[4] — se referă la parametrii aerului la ieşirea din difuzorul compresorului cu jet,
* — se referă la parametrii fluidului frînat.

1. INTRODUCERE

Cercetările întreprinse în domeniul comprimării gazelor prin intermediul compresorului cu jet, axate în principiu asupra compresorului cu jet de speţa a II-a, lucrînd la presiuni relativ mari, au dus la stabilirea unor metode de calcul şi proiectare suficient de exacte, bazate în special pe anumiţi coeficienţi determinaţi experimental la funcţionarea globală a aparatului [1].

Pe linia îmbogăţirii experienţei se situează şi lucrarea de faţă, care îşi propune să prezinte o metodă de calcul grafoanalitică pentru compresorul cu jet de speţa I, lucrînd cu aer la presiuni joase (apropiată de cea atmosferică) folosită ca exhaustor de aer cald.

Se prezintă realizarea compresorului cu jet prin metoda elaborată şi se dau rezultatele experimentale obţinute la încercarea acestuia.

1.1. Funcţionarea compresorului cu jet de speţa I

Principiul de funcţionare al compresorului cu jet (fig. 1) se bazează pe schimbul de substanţă şi de energie ce are loc în camera de amestec între gazul de înaltă presiune şi gazul de joasă presiune. În urma acestui schimb, presiunea totală a gazului de joasă presiune se măreşte,

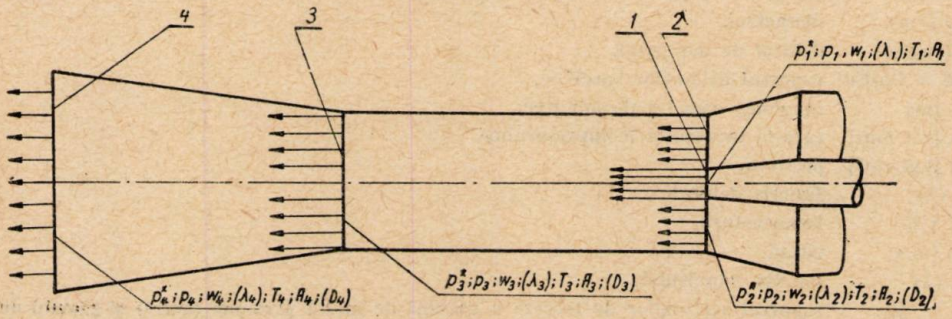


Fig. 1. — Schema compresorului cu jet.

cea a gazului de înaltă presiune se micşorează ajungîndu-se ca ambele cantităţi de gaz să aibă o presiune intermediară. Procesul acesta reprezentat în diagrama $I-S$ este cel din figura 2.

Spre deosebire de compresorul cu jet de speţa a II-a (cu cameră de amestec la presiune constantă), în cazul compresorului cu jet de speţa I (la care presiunea este variabilă în camera de amestec), gazul de joasă presiune va avea o anumită viteză în secţiunea de intrare a camerei de amestec influenţată atît de parametrii constructivi (dimensiuni, forma ajutajului) cît şi de parametrii constructivi (dimensiuni, forma ajutajului) cît şi de parametrii iniţiali termodinamici (presiuni, temperaturi, debite) legaţi prin intermediul funcţiilor dinamicii gazelor.

1.2. Funcțiile dinamicii gazelor

În ecuațiile curenților gazoși unidimensionali [3] se întîlnesc combinații ale coeficientului de viteză λ care au primit denumirea de funcții ale dinamicii gazelor. Dînd acestor funcții notații simplificate și calculînd valoarea lor în funcție de λ, calculul curenților gazoși se ușurează foarte mult mai ales cînd se dispune de valorile tabulate ale acestor funcțiuni. Un exemplu de

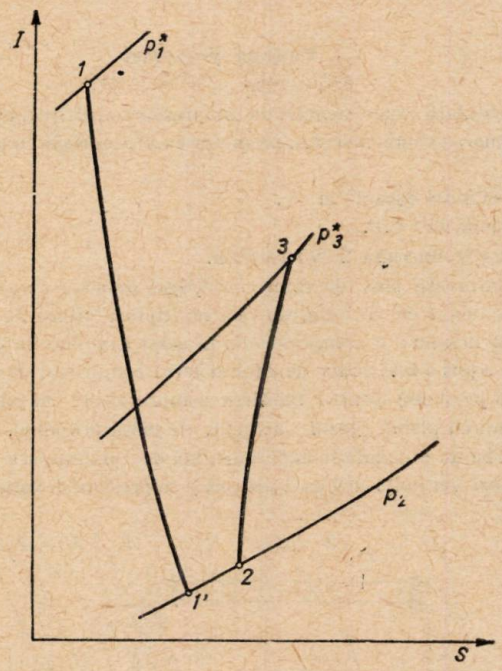


Fig. 2. — Procesul din compresorul cu jet reprezentat în diagrama *I.S.*

astfel de tabel, este cel executat de A. P. Parhomov și prezentat la sfîrșitul lucrării [3]. Dintre funcțiile dinamicii gazelor, cele mai des utilizate în această lucrare trebuie remarcate următoarele :

— funcția temperaturilor dedusă din ecuația entalpiei

$$\tau(\lambda) = \frac{T}{T'} = 1 - \frac{k-1}{k+1}\lambda^2; \tag{1}$$

— funcția presiunilor dedusă din ecuația adiabatei

$$\pi(\lambda) = \frac{p}{p^*} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1}\lambda^2\right)^{\frac{k}{k-1}}; \tag{2}$$

— funcția debitului dedusă din ecuația conservării masei

$$q(\lambda) = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}} \lambda \left(1 - \frac{k-1}{k+1}\lambda^2\right)^{\frac{1}{k-1}}; \tag{3}$$

— funcția impulsului dedusă din ecuația impulsului

$$z(\lambda) = \lambda + \frac{1}{\lambda}. \tag{4}$$

Aceste ecuații deduse de Abramovici și Vuiis, permit analizarea fenomenelor ce au loc în compresorul cu jet, însă nu permit încă proiectarea acestuia.

1.3. Punerea problemei

În cadrul unei instalații experimentale de compresoare centrifugale, prezentate în figura 3, s-a folosit pentru antrenarea compresorului, un motor cu piston răcit cu aer și avînd următoarele caracteristici :

— motor de 8 cilindri așezați în $\wedge$,

— puterea maximă 240 C.P.,

— viteză de rotație maximă 2 000 rot/min.

Compresoarele încercate sînt de tipul centrifugal avînd o singură spirală colectoare și sînt prevăzute cu un reductor cu roți dințate care multiplică viteza de rotație de aproximativ 14 ori (viteza de rotație maximă a compresorului în acest caz fiind de 28 000 rot/min).

Problema care s-a pus a fost aceea de a folosi aerul comprimat de compresorul centrifugal (ca gaz activ, de înaltă presiune) pentru folosirea compresorului cu jet care să absoarbă aerul pentru răcirea motorului cu piston (gazul antrenat, de joasă presiune).

Întrucît este vorba de o instalație experimentală de compresoare centrifugale, ce trebuie să funcționeze la regimuri variabile atît ca debite cît și ca presiuni de refulare, rezultă că pentru

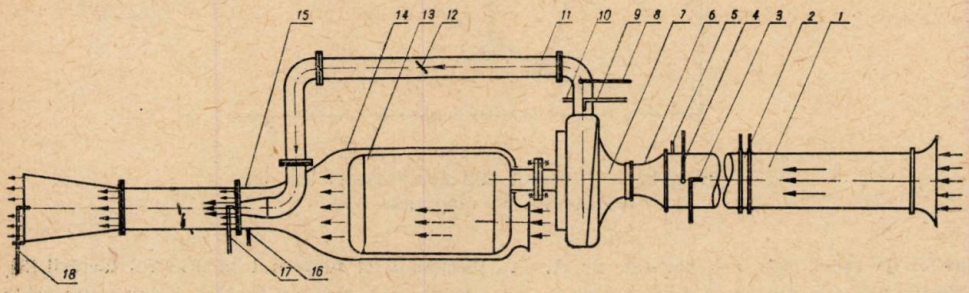


Fig. 3. — Schema instalației experimentale de compresoare centrifugale.

1 — canalizație de admisia aerului în compresorul centrifugal ; *2* — diafragmă de măsură a debitului de aer ; *3* — sondă pentru presiunea totală ; *4* — termometru ; *5* — sondă pentru presiunea statică ; *6* — reducția de aer ; *7* — carcasa compresorului centrifugal ; *8* — termometru. *9* — sondă pentru presiunea totală ; *10* — sondă pentru presiunea statică ; *11* — canalizație de evacuarea aerului din compresorul centrifugal ; *12* — clapet de obturare a aerului ; *13* — motor cu piston ; *14* — carenajul motorului ; *15* — compresorul cu jet ; *16* — sondă pentru presiunea statică ; *17* — sondă pentru presiunea totală ; *18* — sondă pentru presiunea totală.

realizarea sistemului de răcire a motorului prin intermediul unui compresor cu jet, ca în schema propusă, trebuie cunoscute următoarele date de funcționare ale instalației experimentale :

— variația debitului compresorului centrifugal cu viteza de rotație a motorului de antrenare ;

— variația presiunii de refulare a compresorului centrifugal în funcție de viteza de rotație a motorului de antrenare.

Aceste date au fost obținute prin experiențele care s-au făcut anterior cu instalația respectivă și sînt prezentate în tabela 1.

Tabela 1

n rot/min	700	800	900	1 000	1 100	1 200	1 300	1 400
$G_{compr.}$ kg/s	0,65	0,8	1,13	1,06	0,58	0,52	0,5	0,49
p_c kgf/cm²	1,2	1,24	1,31	1,43	1,52	1,57	1,65	1,7

Examinarea datelor prezentate în tabela de mai sus permite să se facă următoarele constatări:

— la viteze de rotație mici ale motorului (pînă la 1 000 rot/min) debitul $G_{compr.}$ livrat de compresorul centrifugal este mare, iar presiunea p_c este relativ mică,

— la viteze de rotații mari ale motorului, debitul livrat de compresor este mic, iar presiunea de refulare este relativ mare.

Din aceste constatări s-a ivit necesitatea de a avea două compresoare cu jet pentru răcirea motorului: unul pentru cazul cînd motorul cu piston funcționează la viteze de rotații mici, celălalt pentru cazul cînd motorul cu piston funcționează la viteze de rotații mari — peste 1000 rot/min.

2. Metoda de calcul propusă

Rezolvarea analitică a ecuațiilor dinamicii gazelor este în general dificilă deoarece acestea au expresii complicate în termeni exponențiali (după cum s-a constatat și din capitolul precedent) de aceea, se propune în continuare o metodă grafoanalitică.

2.1. Funcțiile inițiale

În cazul unui compresor cu jet cu cameră de amestec de secțiune constantă, se pot scrie 4 ecuații care traduc matematic procesele ce au loc în acesta:

— legea conservării masei

$$G_1 + G_2 = G_3; \tag{5}$$

— legea conservării energiei

$$G_1 C_{p1} T_1^* + G_2 C_{p2} T_2^* = G_3 C_{p3} T_3^*; \tag{6}$$

— ecuația impulsului

$$\frac{G_1}{g} w_1 + p_1 A_1 + \frac{G_2}{g} w_2 + p_2 A_2 = \frac{G_3}{g} w_3 + p_3 A_3 - \xi \frac{1}{D} \frac{w_3^2}{2g} \gamma_3 A_3; \tag{7}$$

— ecuația secțiunii constante:

$$F_1 + F_2 = F_3. \tag{8}$$

Se fac următoarele ipoteze:

a) Temperatura gazului de înaltă presiune este egală cu temperatura gazului de joasă presiune (pe considerentul că încălzirea aerului livrat de compresor este apropiată de creșterea de temperatură pe care o suferă aerul antrenat în sistemul de răcire al motorului);

b) Fluidul este compresibil;

c) În camera de amestec există pierderi de frecare cu pereții;

d) Cîmpul de viteze în secțiunea 3 (fig. 1) este uniform.

Ultima ipoteză este valabilă numai dacă lungimea camerei de amestec are o valoare minimă [3].

În aceste ipoteze și introducînd funcțiile dinamicii gazelor, se obțin, din combinația ecuațiilor (5), (6), (7) și (8), următoarele ecuații avînd ca variabile funcțiile dinamicii gazelor:

$$\mu = \frac{p_2^*}{p_1^*} \frac{q(\lambda_2)}{q(\lambda_1)} \frac{1}{\alpha}, \tag{9}$$

$$\frac{p_2^*}{p_1^*} = \frac{\mu + 1}{1 + \frac{1}{\alpha}} \frac{g(\lambda_1),}{q(\lambda_3)}, \tag{10}$$

$$z(\lambda_1) + \mu z(\lambda_2) = (\mu + 1) z(\lambda_3) + \frac{2k}{k+1} v \lambda_2, \tag{11}$$

în care s-a notat cu:

$\mu = \frac{G_2}{G_1}$ coeficientul de injecție,

$\alpha = \frac{A_1}{A_2}$ coeficientul secțiunilor,

$\lambda = \frac{w}{a_{cr}}$ coeficientul de viteză.

În funcție de parametrii constructivi care nu se pot determina aprioric, funcționarea compresorului cu jet ilustrată de ecuațiile (9), (10) și (11) se modifică.

În ecuațiile (9), (10) și (11) intervin următorii parametri: p_1^*, p_2^*, p_3^*, λ_1, λ_2, λ_3, μ, α și v.

Pentru cazul concret studiat la noi, din acești 9 parametri, se cunosc inițial 2 și anume: p_1^*, p_2^*.

Coeficientul pierderilor de presiune din camera de amestec se poate adopta în funcție de datele experimentale existente în literatură [3]. Mai trebuie determinați 6 parametri și anume

$$\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \mu, \alpha \text{ și } p_3^*.$$

Întregul calcul de proiectare al compresorului cu jet, trebuie să ducă la găsirea unui singur parametru geometric α, care să corespundă dezideratelor impuse și în funcție de care se pot calcula toți ceilalți parametri.

Deoarece nu putem admite aprioric un anumit coeficient de injecție, μ care ar putea să fie mai mic decît cel posibil [4], se admite un deziderat general și anume coeficientul de injecție să fie maxim.

De la început, se poate observa că avem 3 ecuații și 6 necunoscute. Ecuațiile nu pot fi rezolvate dacă nu se găsesc relații suplimentare, iar pe de altă parte rezolvarea analitică este oarte dificilă.

Pentru determinarea unor relații suplimentare trebuie găsite condiții fizice concrete de funcționare și aleși unii parametri a căror influență este cunoscută aprioric asupra funcționării compresorului cu jet.

Calculul trebuie început din secțiunea de ieșire, unde se cunoaște presiunea statică p_4 (presiunea atmosferică).

Se alege w_4 din următoarele considerente:

— valori mari ale lui w_4 duc la dimensiuni mici ale secțiunii de ieșire, însă duc la pierderi importante de energie cinet că (iar pentru compresorul cu jet folosit ca simplu exhaustor avem

interes ca fluidul să-şi consume toată energia cinetică pentru comprimarea aerului de răcire, pînă la presiunea mediului ambiant).

Dacă se admite o valoare maximă admisibilă a secţiunii de ieşire, parametrul w_4 este determinat. Se poate determina deci parametrul p_4 din relaţia

$$p_4^* = \frac{p_4}{\pi(\lambda_4)}. \tag{12}$$

În difuzor, se poate admite un coeficient al pierderilor de presiune conform datelor existente în literatură [5] şi anume

$$\sigma = \frac{p_4^*}{p_3^*}. \tag{13}$$

Din aceasta derivă p_3^* .

$$p_3^* = \frac{p_4^*}{\sigma}. \tag{13'}$$

În felul acesta a fost determinat unul din parametrii compresorului cu jet (p_3) pentru cazul concret studiat de noi.

Dacă destinderea gazului de înaltă presiune este sub critică, se poate scrie relaţia care leagă λ_1 de λ_2 prezentată în [3] *)

$$p_1^* \pi(\lambda_1) = p_2 \pi(\lambda_2). \tag{14}$$

Relaţia (14) a fost dedusă din condiţia egalităţii presiunilor statice în secţiunea de intrare a camerei de amestec. Deci alegînd λ_1 rezultă λ_2.

În alegerea coeficientului de viteză λ_1 nu avem nici o indicaţie de principiu în afară de aceea că valori mici ale lui λ_1 duc la dimensiuni mari ale camerei de amestec.

Alegerea justă a parametrului λ_1 are însă o importanţă capitală, deoarece acest parametru fixează relaţia dintre pierderile de şoc şi pierderile de frecare din camera de amestec şi determină coeficientul de injecţie μ. Cu cît raportul λ_1/λ_2 este diferit de unitate, cu atît mai mari sînt pierderile prin şoc, însă mai mici pierderile prin frecare.

Alegînd diferiţi coeficienţi λ_1, se obţin diferite compresoare cu jet cu diferite caracteristici geometrice. De aici putem trage concluzia că la aceiaşi parametri iniţiali, există o infinitate de compresoare cu jet care pot comprima gazul de joasă presiune pînă la presiunea p_3. Din această infinitate se va alege acel compresor cu jet care are coeficientul de injecţie maxim.

Dacă alegem un anumit λ_1 mai rămîn de determinat 3 parametri: μ, α, λ_3.

Aceşti 3 parametri pot fi determinaţi din ecuaţiile (9), (10), (11), folosind metoda grafoanalitică şi tabelele funcţiilor dinamicii gazelor.

2.2. Metoda grafoanalitică

Determinarea parametrilor μ, α, λ_3, se face în felul următor:

— Alegerea lui λ_1 duce la determinarea lui λ_2 din ecuaţia (14)

$$\pi(\lambda_2) = \frac{p_1^*}{p_2} \pi(\lambda_1). \tag{14'}$$

— Din ecuaţia (9) se poate trasa grafic funcţia

$$\mu = f(\alpha). \tag{15}$$

În figura 4 se prezintă diagrama $\mu = f(\alpha)$ pentru compresorul cu jet calculat. Din expresia (9) se constată că, curbele respective reprezintă o familie de hiperbole.

*) p. 320.

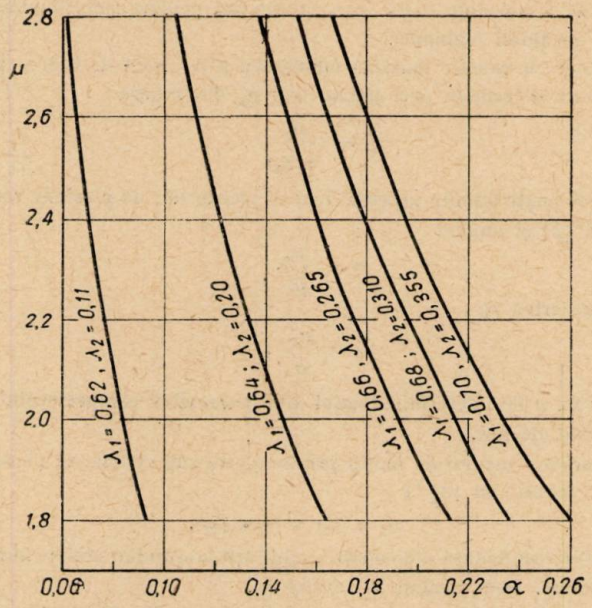


Fig. 4. — Variația coeficientului de debit μ în funcție de coeficientul geometric α.

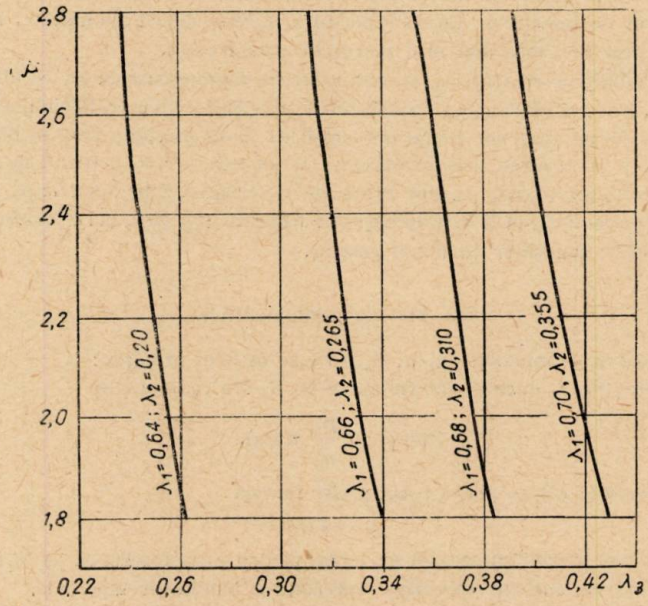


Fig. 5. — Variația coeficientului de debit μ în funcție de coeficientul de viteză λ_3; $\mu = f_1(\lambda_3)$.

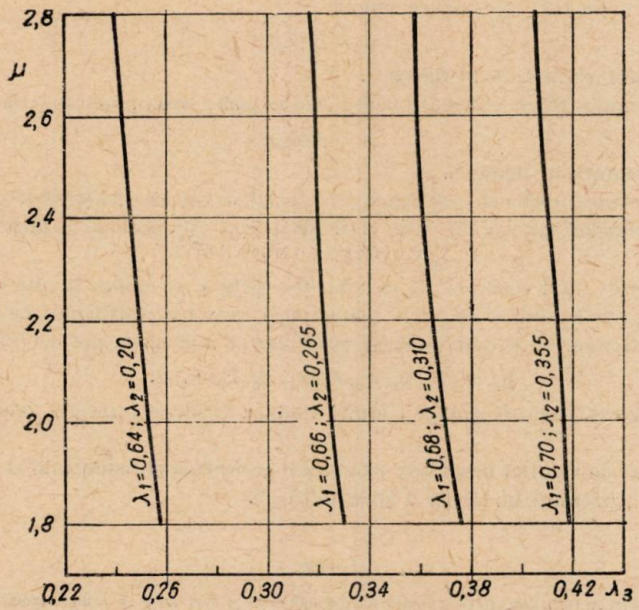


Fig. 6. — Variația coeficientului de debit μ în funcție de coeficientul de viteză λ_3 ; $\mu = f_2(\lambda_3)$.

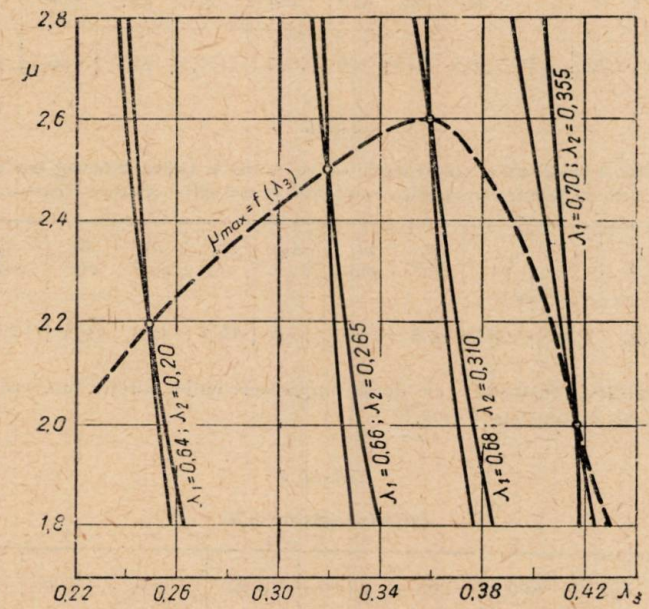


Fig. 7. — Variația coeficientului de debit μ_{max} în funcție de coeficientul de viteză λ_3.

— Din ecuația (11) se trasează funcția

$$\mu = f_1(\lambda_3) \tag{16}$$

Curbele sînt prezentate în figura 5.

— Din ecuația (10) și utilizînd funcția (11) se poate trasa grafic funcția

$$\mu = f_2(\lambda_3) \tag{17}$$

care este reprezentată în figura 6.

La intersecția curbelor $\mu = f_1(\lambda_3)$ și $\mu = f_2(\lambda_3)$ se vor găsi parametrii λ_3 și μ care verifică ecuațiile dinamicii gazelor (9), (10), (11). Acest fapt este ilustrat în diagrama prezentată în figura 7.

Prin alegerea altui coeficient λ_1 calculul se repetă și se ajunge la altă valoare a lui μ.

— Din aceste rezultate, se alege compresorul care are coeficientul de injecție maxim. Pentru acest compresor cu jet, cu ajutorul ecuațiilor de mai sus se pot determina parametrii:

$$p_1, w_1, F_1, p_2, w_2, F_2, p_3, w_3, F_3, F_4, \mu.$$

Aceeași metodă se poate adopta și atunci cînd, ca deziderat principal impunem presiunea p_4^* maximă.

Din calcule au rezultat următorii parametrii geometrici și funcționali ai celor două compresoare cu jet prezentați în tabela 2 și în tabela 3.

Tabela 2

Parametrii compresorului cu jet pentru viteză de rotație mică a motorului și debit mare al compresorului centrifugal — primul compresor cu jet

μ	λ_1	λ_2	λ_3	α	A_1 cm²	D_1 cm	A_2 cm²	D_2 cm	A_3 cm²	D_3 cm	A_4 cm²	D_4 cm	f	G_2 kg/s
2,6	0,68	0,310	0,265	0,1476	46,9	7,73	310	21,7	364,9	21,7	186,5	48,8	5,11	2,3

Tabela 3

Parametrii constructivi și funcționali ai compresorului cu jet folosit la răcirea motorului cînd acesta are viteze de rotații mari, iar compresorul centrifugal are debite de aer mici — al doilea compresor cu jet

μ	λ_1	λ_2	λ_3	α	A_1 cm²	D_1 cm	A_2 cm²	D_2 cm	A_3 cm²	D_3 cm	A_4 cm²	D_4 cm	G_2 kg/s
3,5	0,66	0,27	0,310	0,0825	18,6	4,86	22,5	16,9	41,1	16,9	1370	41,8	1,8

După ce au fost construite, cele două compresoare cu jet, au fost încercate și s-au obținut datele concretizate în tabelele 4 și 5.

Tabela 4

Primul compresor cu jet

n rot/min	700	800	900	1 000	1 100	1 200	1 300	1 400	1 500
G_2 kg/s	2,0	2,2	2,4	2,1	1,9	1,6	1,2	1,0	0,8

Tabela 5

Al doilea compresor cu jet

n rot/min	700	800	900	1 000	1 100	1 200	1 300	1 400	1 500
G_2 kg/s	1,2	1,35	1,48	1,60	1,79	1,83	1,80	1,65	1,30

Din datele prezentate se constată că atît primul cît şi al doilea compresor cu jet, realizează parametri scontaţi iniţial.

Cantitatea de aer necesară pentru răcirea motorului [2] a fost cea determinată la calculul şi proiectarea compresoarelor cu jet.

★

Metoda prezentată poate fi aplicată atît pentru calculul şi proiectarea compresoarelor cu jet de speţea I, ce servesc pentru vehicularea aerului sau a gazelor la presiune apropiată de cea atmosferică, cît şi la cercetări experimentale asupra unor parametri ai compresorului cu jet ca:

— variaţia coeficientului de injecţie în funcţie de presiunea gazului de înaltă sau de joasă pres une;

— variaţia coeficientului de injecţie în funcţie de raportul de comprimare;

— pentru studiul experimental al coeficienţilor de pierdere de presiune σ şi ν în funcţie de coeficienţii de viteză λ_1 şi λ_2.

BIBLIOGRAFIE

1. М. Е. Дейч, *Техническая газодинамика*. Государственное Энергетическое Издательство, Москва, 1952.
2. Н. В. Поликовский, *Силовые установки самолетов*. Оборонгиз, Москва, 1952.
3. Г. Н. Абрамович, *Прикладная газовая динамика*. Гостехиздат, Москва, 1953.
4. A. N. Iojchin, *Transformatori de căldură*, Ed. tehnică, Bucureşti, 1952.
5. M. M. Jean Bert.n, Marcel Le Nabour, *Contribution au développement des trompes et éjecteurs*. Technique et Science Aéronautiques, *3* (1959).

CONSFĂTUIREA PRIVITOARE LA MOTOARELE TERMICE

DE

C. A. VASILESCU

În luna noiembrie a.c. a avut loc, organizată de Academia R.P.R. — Institutul de energetică în colaborare cu Ministerul Metalurgiei și Construcțiilor de Mașini și cu Asociația Științifică a Inginerilor și Tehnicienilor din R.P.R., *Consfătuirea privitoare la motoarele termice*. Consfătuirea a avut drept scop să pună în discuție îmbunătățirea caracteristicilor energetice și constructive ale motoarelor cu ardere internă, construite în R.P.R. și totodată, să se analizeze posibilitățile actuale de cercetare științifică în domeniul motoarelor termice, necesitățile de viitor precum și dezvoltarea acestor cercetări. Prin obiectivele propuse care sînt legate de introducerea tehnicii noi în domeniul motoarelor termice, această manifestare se situează pe linia sarcinilor ce decurg din documentele Congresului al III-lea al Partidului Muncitoresc Romîn și ale Consiliului de Miniștri cu privire la ridicarea nivelului tehnic al producției.

Pentru a se putea antrena un număr cît mai mare de specialiști la lucrările acestei consfătuiri, ea a avut loc în două sesiuni, prima la Brașov (între 14 și 15 noiembrie 1961) și a doua la București (între 21 și 22 noiembrie 1961). În cadrul sesiunii de la Brașov s-au tratat probleme legate de motoarele de autocamion și de tractor, iar în cadrul sesiunii de la București, problemele legate de motoarele cu aprindere prin compresiune de mai mare putere, precum și probleme generale privind orientarea cercetării științifice.

Referatele prezentate au oglindit diferitele preocupări ale nucleelor de cercetare din uzinele constructoare de motoare termice, catedrele de specialitate ale instituțiilor de învățămînt superior tehnic și institutele de cercetare : probleme energetice, constructive și tehnologice, de combustibil și de lubrifianți, precum și probleme de metodică și de orientare în cercetarea științifică.

Cercetările privind studiul arderii au fost prezentate printr-o serie de lucrări dintre care se amintesc :

— L. Stoian — *O metodă de calcul a comportării la detonație a motoarelor cu aprindere prin scînteie* ;

— M. Năstase — *Studiul influenței turbulenței asupra performanțelor motoarelor cu aprindere prin compresiune și cameră separată de turbulență* ;

— A. Radu-Cernea și I. Făgărășanu — *Influența unor factori funcționali și constructivi asupra limitei de sărăcire a amestecului în motoarele cu aprindere prin scînteie* ;

— A. Bunescu — *Influența pereților catalitici asupra procesului de ardere în tuburi.*

Cercetările privind aspecte ale funcționării motoarelor au fost dezbătute într-o serie de lucrări dintre care se menționează:

— C. A. Vasilescu — *Studiul pe model al fenomenelor aerodinamice din orificiile camerelor de ardere ale motoarelor cu aprindere prin compresiune*;

— M. Untaru, Gh. Bobescu și V. Cîmpeanu — *Eficacitatea alimentării mixte a motoarelor Diesel*;

— A. Stambuleanu — *Încălzirea amestecului carburant, în timpul umplerii de la pereții interiori calzi ai cilindrului motorului cu benzină*;

— C. Manea, D. Munteanu și M. Stratulat — *Cercetări experimentale asupra pulverizării combustibilului în diferite condiții de presiune și de temperatură*;

— V. Hoffman și M. Cristea — *Contribuții la aprecierea termică a bujiilor.*

În cadrul comunicărilor care au ridicat probleme de calcul, materiale și tehnologie s-au prezentat mai multe referate dintre care se amintesc:

— I. Rîpeanu — *O nouă metodă pntru determinarea pulsațiilor proprii, corespunzătoare vibrațiilor de torsiune ale arborilor cotiți de la motoarele în linie*;

— N. Tipei, V. N. Constantinescu, și Al. Nica — *Calculul și proiectarea lagărelor de la motoarele cu ardere internă*;

— D. Barozzi și C. Bura — *Contribuții la micșorarea uzurilor în motoare, prin aplicarea electrosulfizării*;

— A. Domșa, L. Bottha, A. Palfalvi și L. Sandor — *Segmenți de piston din pulberi metalice*;

— Al. Teodorescu — *Cercetări privind fabricarea și exploatarea pulverizatoarelor cu știft pentru motoare Diesel.*

Mult interes au stîrnit printre participanți și alte lucrări cum ar fi:

— S. Faur, Al. Popescu și L. Teodorescu — *Posibilități de studiu a motoarelor termice cu piston și a instalațiilor anexe cu ajutorul izotopilor radioactivi*;

— St. Mișkovits și O. Nowy — *Încercarea pe standul de probe a motoarelor de tracțiune feroviară la C.M.R.*;

— C. Moldovan și M. Epure — *Aplicațiile acusticii și ultraacusticii în fabricația de motoare cu ardere internă*;

— I. Vlădea — *Similitudinea hidrodinamică și termică în studiul experimental al turbinelor cu gaze*;

— C. Dinculescu și V. Pimsner — *Aspecte energetice ale dezvoltării turbinelor cu gaze*;

— A. Dumitrescu — *Raport asupra perspectivelor fabricării în țară a motorului Diesel mare marin, în lumina stadiului actual al dezvoltării motorului Diesel pentru propulsia navelor.*

Referatele și lucrările au fost audiate cu interes, iar participarea la discuții numeroasă.

Din cadrul unor referate generale, prezentate de Ministerul Metalurgiei și Construcțiilor de Mașini (reprezentînd uzinele fabricante de motoare) și din referatele prezentate de Ministerul Transportului și Telecomunicațiilor, Ministerul Agriculturii și Ministerul Petrolului și Chimiei (reprezentînd unitățile care exploatează motoarele) cît și din referatele și discuțiile purtate, au reieșit problemele de cercetare de viitor.

În concluziile consfătuirii, prof. Șt. Nădășan, membru corespondent al Academiei R.P.R. președintele Comitetului de tehnică nouă, a subliniat necesitatea adîncirii cercetării problemelor generale, cu caracter fundamental și a atacării problemelor curente în mod eficient prin cooperarea diferitelor colective după specializarea acestora.

R
F 2701/B

ACADEMIA REPUBLICII POPULARE ROMÎNE
INSTITUTUL DE ENERGETICĂ

STUDII ȘI CERCETĂRI DE ENERGETICĂ

SERIA B

TERMOENERGETICĂ ȘI UTILIZAREA ENERGETICĂ A COMBUSTIBILILOR

BUDAPESTI MOSZAKI KÖZPONTI VÁLLÁNYOK 1948 KÖNYVTÁRA
1962 NOV 2 2

2

EDITURA ACADEMIEI REPUBLICII POPULARE ROMÎNE
St. cerc. energ. Vol. 12 Nr. 2-B p. 129–272 București 1962

ACADEMIA REPUBLICII POPULARE ROMÎNE
INSTITUTUL DE ENERGETICĂ

STUDII ŞI CERCETĂRI DE ENERGETICĂ

Seria B

TERMOENERGETICĂ ŞI UTILIZAREA ENERGETICĂ A COMBUSTIBILILOR

Tomul XII, nr. 2, 1962 **Apare de 4 ori pe an**

COMITETUL DE REDACŢIE

Acad. I. S. GHEORGHIU;
R. RĂDULEŢ, membru corespondent al Academiei R.P.R. — *redactor responsabil*;
M. BERCOVICI, membru corespondent al Academiei R.P.R.;
C. DINCULESCU, membru corespondent al Academiei R.P.R.;
C. APETREI — *redactor responsabil adjunct*;
A. C. VASILESCU — *secretar ştiinţific*;
G. BĂRĂNESCU;
I. BLUM;
T. IONESCU;
V. PIMSNER;
L. STOICESCU.

REDACŢIA: BUCUREŞTI, Şos. Vitan nr. 236

MTA Könyvtára

UNELE ASPECTE ALE SIMILITUDINII TURBINELOR CU GAZE

DE

V. PIMSNER

NOTAȚII

1. *Indici*

^{3} — secțiunea de ieșire din camera de ardere;
$^{3'}$ — secțiunea de ieșire din rețeaua de palete fixe a turbinei;
^{4} — secțiunea de ieșire din rețeaua de palete mobile a turbinei;
^{c} — parametrii de stare ai fluidului frînat;
^{a} — axial;
^{k} — exponent izentropic;
^{m} — model;
^{p} — prototip;

2. *Mărimi cinematice*

l — lungime;
c — viteza absolută;
u — viteza de transport;
w — viteza relativă;
a — viteza sunetului;
$M = \frac{c}{a}$ — numărul Mach;
$\lambda = \frac{c}{a_{cr}}$ — raportul dintre viteza fluidului și viteza critică;
α — unghiul vitezei absolute cu frontul rețelei.

Complexitatea proceselor pe care le efectuează fluidul de lucru într-o turbină nu permite încă rezolvarea analitică a multor probleme, legate în special de determinarea transformărilor energetice din rețelele de palete. Din această cauză, pentru calculul turbinelor cu gaze o deosebită importanță prezintă datele experimentale asupra aerodinamicii rețelelor

de palete fixe şi mobile. În general, din diverse cauze, nu se pot experimenta elementele prototipului, ci se experimentează anumite reţele de palete, denumite model, astfel concepute încît să permită separarea influenţei diverşilor parametri asupra transformărilor studiate.

În acest caz, se ştie că pentru a determina asupra căror prototipuri şi în ce condiţii pot fi generalizate datele obţinute prin experimentarea modelelor, este necesar ca fenomenele de pe model şi prototip, să fie asemenea, condiţiile care trebuie să fie îndeplinite fiind stabilite de teoria similitudinii.

Cum evoluţia fluidului de lucru în turbină, suficient de apropiat de comportarea gazului perfect, necesită luarea în considerare a frecărilor şi a schimbului de căldură, cu excepţia arderii, cele mai generale relaţii care definesc aceste transformări sînt următoarele în ipoteza că c_v, λ_v şi μ_v sînt independente de temperatură şi presiune în intervalul de variaţie considerate :

— ecuaţia de stare a fluidului de lucru

$$p = \gamma RT; \tag{1}$$

— ecuaţia continuităţii

$$\frac{\partial p}{\partial \tau} + \operatorname{div}(\rho \bar{c}) = 0; \tag{2}$$

— ecuaţia impulsului, aplicată unui fluid vîscos

$$p\left[\frac{\partial c}{\partial \tau} + (c\nabla)\, c\right] = -\operatorname{grad} p + \mu_v \Delta C + \left(\zeta + \frac{\mu_v}{3}\right) \operatorname{grad} \operatorname{div} \bar{c}; \tag{3}$$

— ecuaţia energiei

$$\frac{\gamma}{A} c_v \left(\frac{\partial T}{\partial \tau} + c_x \frac{\partial T}{\partial x} + c_y \frac{\partial T}{\partial y} + c_z \frac{\partial T}{\partial z}\right) + p\left(\frac{\partial c_x}{\partial x} + \frac{\partial c_y}{\partial y} + \frac{\partial c_z}{\partial z}\right) = \frac{\lambda g}{A} \Delta T + D, \tag{4}$$

în care D reprezintă funcţia de disipaţie de energie care este o măsură pentru căldura de frecare şi are expresia

$$D = -\frac{2}{3}\mu_v \left(\frac{\partial c_x}{\partial x} + \frac{\partial c_y}{\partial y} + \frac{\partial c_z}{\partial z}\right)^2 + \mu_v \left\{2\left[\left(\frac{\partial c_x}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial c_y}{\partial y}\right)^2 + \left(\frac{\partial c_z}{\partial z}\right)^2\right] + \left(\frac{\partial c_z}{\partial y} + \frac{\partial c_y}{\partial z}\right)^2 + \left(\frac{\partial c_z}{\partial z} + \frac{\partial c_z}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial c_y}{\partial z} + \frac{\partial c_x}{\partial y}\right)^2\right\}.$$

Pentru ca fenomenele de pe model şi prototip să fie asemenea este necesar ca toţi parametrii ce caracterizează transformarea unui sistem să se obţină prin simpla înmulţire a parametrilor corespunzători celuilalt sistem, cu o mărime constantă, numită factor de transformare, care poate

avea diverse valori la parametri de natură fizică diferită, dar va fi constant pentru toţi parametrii de acelaşi tip. Pe baza teoriei similitudinii se determină, în afara scării geometrice şi a turbulenţei energiei, următoarele criterii :

— criteriul de omocronie, denumit şi numărul lui Strouchal

$$Sh = \frac{c\tau}{l} = \text{idem}, \tag{5}$$

a cărui semnificaţie fizică constă în aceea că la procese nestaţionare trebuie comparate asemenea intervale de timp în cadrul cărora s-au parcurs traiectorii care stau în acelaşi raport cu dimensiunile caracteristice ale corpurilor. În cazul maşinilor cu palete, criteriul de omocronie poate fi pus sub forma

$$Sh \sim \frac{c_{3'}}{\pi D_m l} \sim \frac{c_{3'}}{u} = \text{idem}, \tag{5'}$$

transformîndu-se în condiţia similitudinii cinematice a regimurilor de lucru ;

— numărul Reynolds

$$Re = \frac{cl}{\nu} = \text{idem} ; \tag{6}$$

— numărul M, definit de relaţia

$$M = \frac{c}{a} = \text{idem} ; \tag{7}$$

— exponentul izentropic al fluidului de lucru k ;

— numărul Prandtl, dat de relaţia :

$$Pr = 3\,600\ g\ \frac{c_p\,\mu_\gamma}{\lambda_g} = \text{idem}. \tag{8}$$

De remarcat că numai în situaţia în care se realizează totalitatea condiţiilor stabilite, ceea ce este practic imposibil, atît modelul cît şi prototipul vor avea aceeaşi valoare a gradului de destindere şi a randamentului indicat al turbinei. Însă, în mod obişnuit, unii parametri nu intervin în analiza fenomenului, spre exemplu similitudinea geometrică în cazul cercetării aceleiaşi turbine, exponentul k cînd natura fluidului nu se modifică etc. În plus, în anumite condiţii, în maşinile cu palete se realizează fenomene, cu suficientă aproximaţie asemenea, independent de condiţiile impuse de criteriile de similitudine. Domeniul acestor fenomene se numeşte domeniu de automodelare şi determinarea lui este deosebit de importantă pentru stabilirea criteriilor de similitudine care trebuie respectate la un anumit regim de funcţionare ; de aceea, scopul lucrării este determinarea domeniului de influenţă, pe baza datelor experimentale existente, a fie-

cărui criteriu asupra proceselor din turbină ca şi măsura în care criteriul respectiv poate fi respectat la modelarea proceselor din reţelele de palete.

Din examinarea literaturii de specialitate [1], [2] rezultă că, în general, similitudinea geometrică nu poate fi riguros respectată. Într-adevăr cum similitudinea geometrică implică existenţa unui anumit raport între toate dimensiunile spaţiului ocupat de sistemul model şi cele omoloage ale spaţiului asemenea; aceasta înseamnă că în cazul a două turbine asemenea, trebuie să rămînă constante, toate rapoartele diverselor dimensiuni ale reţelei de palete, deci şi identitatea profilului paletelor. Or, păstrarea constantă a rapoartelor $\frac{D_{med}}{l}$, $\bar{l}$ şi $\bar{t}$ impune ca ambele reţele să aibă acelaşi număr de palete, ceea ce duce deobicei la imposibilitatea constructivă a prinderii paletelor modelului de rotor. Dacă D_m este suficient de diferit de D_p, fie că paletele sînt lungi sau scurte, se poate arăta că similitudinea geometrică nu este deloc respectată, ceea ce se ilustrează în figura 1, care subliniază influenţa lungimii paletelor asupra randamentului treptelor geometric asemenea.

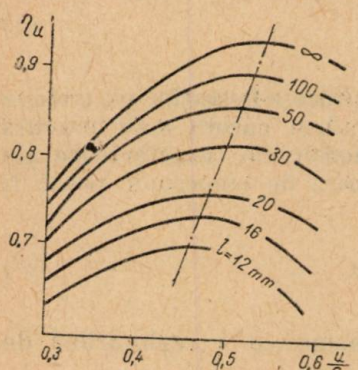


Fig. 1. — Variaţia randamentului treptei turbinei în funcţie de raportul $\frac{u}{c_0}$; parametru-lungimea paletei.

Deci, similitudinea geometrică nu poate fi riguros realizată în cazul turbinelor, din care cauză, prototipul va avea un randament diferit de al turbinei model, abatere ce trebuie apreciată în funcţie de gradul nerespectării similitudinii geometrice.

Criteriul $\mathcal{R}_e$ reprezintă raportul dintre forţele de inerţie şi de frecare ale fluidului; exprimarea sa numerică are un caracter convenţional, legat de alegerea lungimii caracteristice l. În principiu, cum forţele de frecare apar în principal în stratul limită, lungimea l trebuie să reprezinte fie grosimea stratului limită, fie o lungime proporţională cu grosimea acestuia. De aceea, o dată cu valoarea cifrei $\mathcal{R}_e$ trebuie să se precizeze şi lungimea de referinţă; în plus cifra $\mathcal{R}_e$ dedusă este riguros valabilă numai pentru maşinile cu palete asemenea. În literatură, nu există un mod unic de exprimare a cifrei $\mathcal{R}_e$, ceea ce nu permite compararea datelor obţinute de diverşi cercetători, fără un calcul prealabil care nu este totdeauna posibil. Iniţial, se considera [1], [3], [4] drept lungime caracteristică raza hidraulică a secţiunii transversale a canalului de trecere; în prezent s-a constatat că coarda profilului exprimă mai bine pierderile prin frecări; iar în cazul paletelor puternic curbate este mai corectă utilizarea semiperimetrului profilului [5] ca lungime caracteristică. Literatura de specialitate nu prezintă încă o relaţie analitică între cifra $\mathcal{R}_e$ şi coeficientul de pierderi prin frecări ci, doar relaţii deduse experimental valabile pentru soluţia constructivă studiată; însă, se menţionează [1], [6], [7] că în general actualele turbine cu gaz funcţionează în domeniul

de automodelare în raport cu numărul $\mathcal{R}_e$, cu excepția turbinelor la temperaturi foarte ridicate și presiuni joase, la care cifra $\mathcal{R}_e < \mathcal{R}_{e_{cr}}$

În cazul evoluțiilor adiabatice, realizate în turbinele cu gaze, influența cifrei Prandtl este insignifiantă, ceea ce permite neglijarea ei. Totuși, trebuie remarcat că, în general, este imposibilă menținerea constantei a cifrei $\mathcal{P}_r$ dacă se modifică natura fluidului de lucru.

Influența variației numărului M al fluidului de lucru asupra caracteristicii treptei turbinei este destul de importantă la vitezele existente în rețelele de palete. Spre deosebire de cifra $\mathcal{R}_e$ a cărei variație produce doar o modificare a pierderilor prin frecări, variația lui M modifică atît intensitatea frecărilor, cît și triunghiul vitezelor în secțiunile caracteristice, ceea ce modifică valoarea lucrului mecanic produs de turbină etc. Fenomenele menționate influențează valoarea gradului de reacțiune a treptei, fapt care duce la realizarea unei caracteristici diferite de cea inițială. Influența variației numărului M asupra caracteristicii treptei turbinei depinde de căderea de presiune nominală a treptei, de diferența dintre regimul studiat și cel nominal, de gradul de reacțiune al treptei, de forma sa constructivă etc. În cazul treptelor cu cădere entalpică subcritică și, în special la treptele cu palete scurte, variația cifrei M nu poate produce o modificare sensibilă a caracteristicii. Se poate deci considera că la căderi entalpice mici, treapta turbinei este automodelată în raport cu numărul M (la $M_{c_3'} \leqslant 0{,}4 \div 0{,}5$) în schimb, la căderi entalpice nominale supracritice variația numărului M determină, după cum se constată experimental [8] o variație sensibilă a randamentului turbinei (fig. 2). Cum majoritatea turbinelor utilizate în tehnică au pe treaptă o cădere entalpică supracritică și un grad de reacțiune la fibra medie $\rho_t = 0{,}4 \div 0{,}5$ rezultă că numărul M este unul din parametrii principali ai similitudinii turbinelor cu gaze.

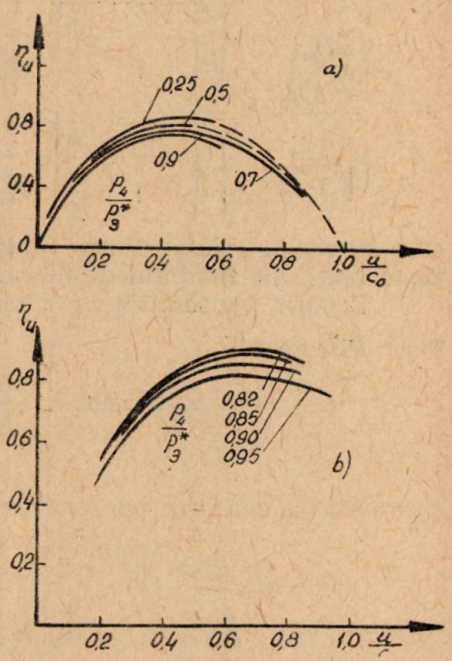


Fig. 2. — Variația randamentului turbinei în funcție de raportul $\frac{u}{c_0}$ parametru-raportul de destindere: *a* — grad de reacțiune mic; *b* — grad de reacțiune mare.

Relațiile de similitudine se deduc din condiția egalității numerelor M în secțiunile omoloage, combinate cu ecuațiile continuității și a conservării energiei. Din egalitatea numerelor M_u în secțiunea de intrare a rețelei de palete mobile, deducem

$$\left(\frac{u}{a_{3'}}\right)_p = \left(\frac{u}{a_{3'}}\right)_m, \qquad (9)$$

care ne permite să scrim

$$\frac{\left(\frac{\omega r}{\sqrt{T_3^*}}\right)_p}{\left(\frac{\omega r}{\sqrt{T_3^*}}\right)_m} = \frac{\sqrt{\left(\frac{gkR}{1+\frac{k-1}{2}M_{c_{3'}}^2}\right)_p}}{\sqrt{\left(\frac{gkR}{1+\frac{k-1}{2}M_{c_{3'}}^2}\right)_m}} = \frac{\sqrt{\left[gkR\left(1-\frac{k-1}{k+1}\lambda_{c_{3'}}^2\right)\right]_p}}{\sqrt{\left[gkR\left(1-\frac{k-1}{k+1}\lambda_{c_{3'}}^2\right)\right]_m}} \tag{10}$$

Inlocuind viteza unghiulară prin numărul de rotații pe minut, obținem relația

$$\frac{nD_m}{\sqrt{T_3^*}}\frac{\pi}{60\sqrt{g}}\sqrt{\frac{1+\frac{k-1}{2}M_{c_{3'}}^2}{kR}} = \frac{nD_m}{\sqrt{T_3^*}}\cdot\frac{\pi}{60\sqrt{g}\sqrt{kR\left(1-\frac{k-1}{k+1}\lambda_{c_{3'}}^2\right)}} = \text{idem}, \tag{11}$$

de unde obținem parametrul de similitudine

$$A = \frac{\left(\frac{nD_m}{\sqrt{T_3^*}}\right)_p}{\left(\frac{nD_m}{\sqrt{T_3^*}}\right)_m} = \frac{\sqrt{\left(\frac{kR}{1+\frac{k-1}{2}M_{c_{3'}}^2}\right)_p}}{\sqrt{\left(\frac{kR}{1+\frac{k-1}{2}M_{c_{3'}}^2}\right)_m}} = \frac{\sqrt{\left[kR\left(1-\frac{k-1}{k+1}\lambda_{c_{3'}}^2\right)\right]_p}}{\sqrt{\left[kR\left(1-\frac{k-1}{k+1}\lambda_{c_{3'}}^2\right)\right]_m}}, \tag{12}$$

care stabilește relația dintre turația raportată, numărul M și caracteristicile fizice ale fluidului de lucru.

Ecuația continuității pentru secțiunea 3', $G = S_{a}^{c} \gamma_{3'}$ poate fi pusă sub forma

$$G = S_{3'_a} M_{3'} \sin \alpha_{3'} \frac{p_{3'}^*}{RT_{3'}^*}\sqrt{gkRT_{3'}^*}\,\frac{1}{\left(\frac{T_{3'}^*}{T_{3'}}\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}}, \tag{13}$$

care permite definirea parametrului de similitudine

$$\frac{G\sqrt{T_3^*}}{p_3^*}\cdot\frac{\sqrt{\frac{R}{k}\left(1+\frac{k-1}{2}M_{c_{3'}}^2\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}}{S_{3'_a} M_{c_{3'}} \sigma_{pf}^* \sin \alpha_{3'}} = \text{idem} \tag{13'}$$

unde $\sigma_{pf}^* = \frac{p_{3'}^*}{p_3^*}$ sau, notînd rapoartele geometrice $\bar{l}_{int} = \frac{D_{int}}{D_{ext}}$;

$$\bar{l}_m = \frac{D_m}{D_{ext}} \text{ avem :}$$

$$\frac{G\sqrt{T_3^*}}{D_m^2 p_3^*} \cdot \frac{4\bar{l}_m^2 \sqrt{\frac{R}{k}\left(1+\frac{k-1}{2} M_{c_3'}^2\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}}{\pi(1-\bar{l}_{int}^2) M_{c_3'} \sigma_{pf}^* \sin\alpha_{3'}} = \text{idem}, \tag{14}$$

sau înlocuind M prin λ obținem

$$\frac{G\sqrt{T_3^*}}{D_m^2 p_3^*} = \frac{\pi(1-\bar{l}_{int}^2)}{4\bar{l}_m^2} \sqrt{g}\, \sigma_{pf}^* \sin\alpha_{3'} \lambda_{c_3'} \left(1-\frac{k-1}{k+1}\lambda_{c_3'}^2\right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{2k}{k+1}}. \tag{15}$$

Utilizînd cunoscuta relație din dinamica gazelor

$$q(\lambda) = \lambda\left(1-\frac{k-1}{k+1}\lambda^2\right)^{\frac{1}{k-1}} \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}}$$ relația (15) poate fi scrisă:

$$\frac{G\sqrt{T_3^*}}{D_m^2 p_3^*} = \frac{\pi(1-\bar{l}_{int}^2)}{4\bar{l}_m^2} \sigma_{pf}^* \sin\alpha_{3'} q(\lambda_{c_3'}) \sqrt{\frac{gk}{R}\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \tag{16}$$

sau

$$\frac{G\sqrt{T_3^*}}{p_3^*} = S_{3'a} \sigma_{pf}^* \sin\alpha_{3'} q(\lambda_{c_3'}) \sqrt{\frac{gk}{R}\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}. \tag{16'}$$

În cazul a două turbine geometrice asemenea, avem

$$\frac{\left(\frac{G\sqrt{T_3^*}}{D_m^2 p_3^*}\right)_p}{\left(\frac{G\sqrt{T_3^*}}{D_m^2 p_3^*}\right)_m} = \frac{\left[\sigma_{pf}^* \sin\alpha_{3'} q(\lambda_{c_3'}) \sqrt{\frac{k}{R}\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}\right]_p}{\left[\sigma_{pf}^* \sin\alpha_{3'} q(\lambda_{c_3'}) \sqrt{\frac{k}{R}\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}\right]_m}. \tag{17}$$

Relațiile deduse permit tragerea unor importante concluzii. În primul rînd trebuie subliniat că parametrii de similitudine ai turbinelor cu gaze $\left(\frac{n}{\sqrt{T_3^*}}\right.$ și $\left.\frac{G\sqrt{T_3^*}}{p_3^*}\right)$ prezentați în literatura de specialitate au un domeniu restrîns de aplicabilitate, fiind valabili pentru aceeași turbină, care nu-și modifică natura fizică a fluidului de lucru și funcționează în zona regimurilor automodelate în raport cu numerele $\mathcal{R}_e$ și M; expresia corectă a acestor parametri este dată de relațiile 11 și 15.

Din relația 12 rezultă că, cu variația regimului de lucru a turbinei, raportul turațiilor raportate nu rămîne constant. Într-adevăr, modificarea valorii $\lambda_{c_3'}$ cu regimul de lucru face ca termenul K din relația:

$$\left(\frac{nD_m}{\sqrt{T_3^*}}\right)_p = K\left(\frac{nD_m}{\sqrt{T_3^*}}\right)_m,$$

să fie variabil. Aceasta presupune o anumită lege de variație a vitezei $c_{3'}$ cu turația, în cazul asigurării unei similitudini riguroase la toate regimurile de lucru.

Ca și în cazul celorlalte criterii, se constată că modelarea în raport cu numărul M are un anumit grad de aproximație, deoarece nu se poate asigura în mod riguros egalitatea $M_p = M_m$. Într-adevăr, calculele energetice ale rețelelor de palete se efectuează în secțiunea corespunzătoare diametrului mediu al treptei, constatîndu-se că lucrul mecanic obținut în această secțiune este, cu suficientă precizie, egal cu valoarea medie a lucrului mecanic al treptei, ce variază în lungul paletei. Din această cauză, relațiile prezentate au fost deduse din analiza triunghiurilor de viteză din fibra medie. Astfel, cînd numărul M al vitezei absolute în secțiunea de intrare a rotorului este constant ($M_{c_3'}$ = const.) pentru ambele diametre medii, din relația (12) se poate determina raportul turațiilor pentru obținerea unei curgeri asemenea în secțiunea respectivă. Dacă fluidele de lucru sînt diferite în turbinele model și prototip (definite de exponentul izentropic k și de constanta gazului R) în cazul în care $M_{c_3'}$, variază în lungul paletei, se constată că sînt necesare diverse turații raportate pentru a obține o curgere asemenea (fig. 3) în lungul paletei sau, la un anumit raport al turațiilor (și al temperaturilor T_3^*) și avînd $M_{c_3'}$ variabil în

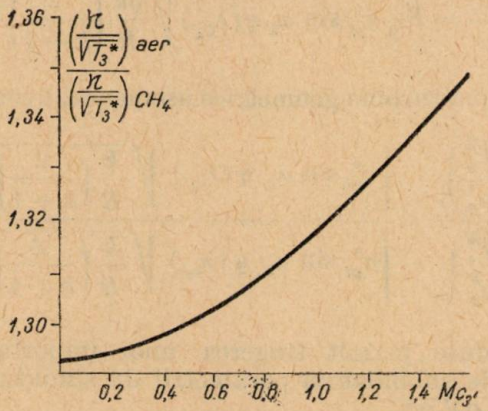


Fig. 3. — Variația raportului turațiilor raportate în funcție de numărul $M_{c_3'}$.

lungul paletei nu se poate obține o curgere asemenea. Alura acestei variații este definită din relația

$$\frac{dA}{dM_{c_3'}} = \frac{(k_m - k_p) M_{c_3'} \sqrt{\frac{(kR)_p}{(kR)_m}}}{2\left(1 + \frac{k_p - 1}{2} M_{c_3'}^2\right) \sqrt{\left(1 + \frac{k_m - 1}{2} M_{c_3'}^2\right)\left(1 + \frac{k_p - 1}{2} M_{c_3'}^2\right)}}, \quad (18)$$

din care rezultă că variația crește continuu (dacă $k_m \neq k_p$) cu $M_{c_3'}$ cu raportul produselor kR și a diferenței $(k_m - k_p)$. De remarcat că pentru

$k_p = k_m$, indiferent de variația lui $M_{c_3'}$, raportul turațiilor este constant, ceea ce scoate în relief rolul preponderent al exponentului izentropic.

În cazul debitului raportat, presupunînd realizată condiția $(M_{c_3'})_p = (M_{c_3'})_m$ la fibra medie, relația (14) se poate scrie

$$B = \frac{\left(\frac{G\sqrt{T_3^*}}{D_m^2 p_3^*}\right)_p}{\left(\frac{G\sqrt{T_3^*}}{D_m^2 p_3^*}\right)_m} = \sqrt{\frac{\left[\frac{R}{k}\left(1 + \frac{k-1}{2} M_{c_3'}^2\right)^{\frac{k+1}{k-1}}\right]_m}{\left[\frac{R}{k}\left(1 + \frac{k-1}{2} M_{c_3'}^2\right)^{\frac{k+1}{k-1}}\right]_p}}, \tag{19}$$

care arată că în cazul în care $M_{c_3'} = f(h)$ din cauza variației vitezei $c_{3'}$, sau a temperaturii $T_{3'}$ nu se poate realiza un regim riguros asemenea al

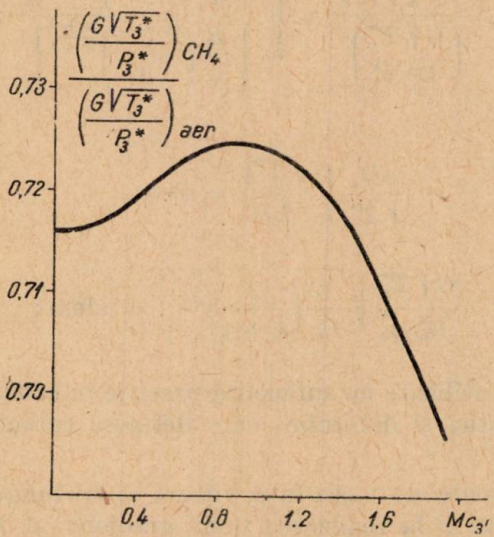


Fig. 4. — Variația raportului debitelor raportate în funcție de numărul $M_{c_3'}$.

rețelei prototip, căci ar fi necesar să se asigure un debit variabil în lungul paletei (fig. 4). Această variație este precizată de relația

$$\frac{dB}{dM_{c_3'}} = \frac{M_{c_3'}}{2}(k_m - k_p)(1 - M_{c_3'}^2) \sqrt{\frac{\left[\frac{R}{k}\left(1 + \frac{k-1}{2} M_{c_3'}^2\right)^{\frac{k+1}{k-1}}\right]_m}{\left[\frac{R}{k}\left(1 + \frac{k-1}{2} M_{c_3'}^2\right)^{\frac{k+1}{k-1}}\right]_p}}, \tag{20}$$

care se anulează pentru $M_{c_3'} = 0$ și 1 (cînd $k_p \neq k_m$) ceea ce permite afirmarea că în jurul acestor valori se poate considera parametrul criterial al debitului automodelat în raport cu numărul M.

Cum la turbinele cu cădere de presiune supracritică pe treaptă avem, în mod obișnuit $M_{c_3'} = 1$ parametrii de similitudine pot fi scrișsi astfel :

$$\frac{\left(\frac{nD_m}{\sqrt{T_3^*}}\right)_p}{\left(\frac{nD_m}{\sqrt{T_3^*}}\right)_m} = \left[\frac{\left(\frac{kR}{k+1}\right)_p}{\left(\frac{kR}{k+1}\right)_m}\right]^{\frac{1}{2}} \tag{21}$$

și

$$\frac{\left(\frac{G\sqrt{T_3^*}}{D_m^2 p_3^*}\right)_p}{\left(\frac{G\sqrt{T_3^*}}{D_m^2 p_3^*}\right)_m} = \sqrt{\frac{\left[\frac{R}{k}\left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}\right]_m}{\left[\frac{R}{k}\left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}\right]_p}} \tag{22}$$

adică

$$\frac{nD_m}{\sqrt{T_3^*}}\sqrt{\frac{k+1}{kR}} = \text{idem}\,; \tag{21'}$$

$$\frac{G\sqrt{T_3^*}}{D_m^2 p_3^*}\sqrt{\frac{R}{k}\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}} = \text{idem}\,; \tag{22'}$$

relații care pot fi utilizate cu suficientă precizie în calcule drept parametri criteriali ale turației și debitului, care definesc caracteristica universală a turbinei.

Valorile curente de variație a vitezei $c_{3'}$ în lungul paletei, chiar la viteze $c_{3'}$ mai mari și la realizarea unui gradient al temperaturii T_3^* în lungul razei, fac ca funcția $M_{c_3'} = f(h)$ să nu ducă la variații importante ale termenului A în lungul razei de aceea se poate afirma că, la variațiile uzuale ale lui k, modificarea caracteristicilor fizice ale fluidului de lucru nu afectează sensibil regimurile asemenea ale turbinei. Însă, după cum rezultă din figurile 3 și 4, modificarea lui k de la 1,3 la 1,4 conduce la variații de peste 20—25% a parametrilor de similitudine.

În concluzie, relațiile deduse permit exprimarea, în forma cea mai generală, a caracteristici universale a turbinei, care să țină seama de variația naturii fluidului de lucru, constatîndu-se că, pentru regimurile obișnuite de funcționare, rolul principal îl joacă compresibilitatea fluidului (exprimat prin cifra M) exponentul izentropic k și constanta gazului R. În același timp, s-a scos în relief importanța și domeniul de aplicabilitate a criteriilor de similitudine la studiul turbinelor cu gaze.

QUELQUES ASPECTS DE LA SIMILITUDE DANS LE CAS DES TURBINES À GAZ

RÉSUMÉ

C'est en vertu de l'analyse des dimensions que l'auteur établit les critères de similitude des turbines à gaz et qu'il examine la possibilité de respecter les paramètres établis sur les modèles de ces turbines. Ils constatent que la réalisation d'un modèle rigoureux n'est possible par rapport à aucun des critères établis.

Dans les régimes de fonctionnement actuels, les rôles prépondérants appartiennent au nombre de Mach et à la nature du fluide utilisé. C'est pourquoi on détermine la forme générale de la caractéristique universelle de la turbine, en constatant que, dans certaines conditions de fonctionnement, les erreurs commises par l'application des relations classiques sont tellement grandes qu'elles conduisent à des conclusions complètement fausses.

BIBLIOGRAFIE

1. Н. М. Марков, *Исследования проточной части турбин.* Машгиз, Москва, 1958.
2. В. Ф. Рис, *Центробежные компрессорные машины.* Машгиз, Москва, 1951.
3. Б. А. Черкасов, *Исследования рабочего процесса в ступени газовой турбины.* Оборонгиз, Москва, 1956.
4. Г. И. Степанов, *Основы теории лопаточных машин, комбинированных и газотурбинных двигателей.* Машгиз, Москва, 1958.
5. A. Jaumotte, P. Devienne, *Influence du nombre de Reynolds sur les pertes dans les grilles d'aubes.* Technique et Science Aéronautiques, *5*, 227—232 (1956).
6. А. Н. Борсук, *Турбины с большим отношением давлений в ступени.* Технический бюллетень ЦИАМ, *2* (1949).
7. В. К. Тырышкин, *Исследование облопатывания турбинной ступени с длинными лопатками высокой ступени реакции*, ЦКТИ, Москва, 1954.
8. D. Ainoly, *The Performance of Axial-Flow Turbines.* Proc. Mech. Eng., 159, *41* (1948).

CONSIDERAȚII PRIVIND ARDEREA LIGNIȚILOR DIN R.P.R. PE GRĂTARUL CU ÎMPINGERE RĂSTURNATĂ *)

DE

N. PĂNOIU, I. CARABOGDAN și G. SINGER **)

1. Problema folosirii ligniților în scopuri energetice este una din problemele importante ale economiei naționale deoarece în rezervele de combustibili clasici ale țării lignitii intervin cu o pondere de peste 45% echivalînd astfel rezervele de petrol și de gaze naturale luate la un loc ***).

Cu toată această pondere însemnată în rezervele de energie primară, consumul de lignit în balanța energetică a țării se situează încă la valori extrem de scăzute, atingînd spre exemplu în 1958 doar 2,55%. Astfel, structura balanței de combustibil pe anul 1958 se prezintă după cum se arată în tabela 1****).

Din analiza valorilor prezentate în tabela 1 se constată o pondere extrem de scăzută a ligniților în balanța de energie a țării de numai 2,55% în timp ce produsele petrolifere și gazele naturale reprezintă la un loc 82,03%.

Deși din punct de vedere economic exploatarea zăcămintelor de cărbuni în general și a ligniților în special apare mai grea decît a combustibililor lichizi și gazoși, totuși în țara noastră prin dezvoltarea actuală și de perspectivă a industriei cocso-chimice, petrochimice și de chimizarea gazelor naturale — prin care o cotă din ce în ce mai mare de combustibili superiori trec din balanța termoenergetică în balanța chimico-tehnologică — punerea în exploatare a ligniților în scopuri energetice apare din ce în ce mai necesară.

---

*) Lucrare prezentată Institutului de energetică la 11 mai 1961.

**) La lucrările experimentale au mai luat parte: ing. C. Cazacu, ing. M. Schwartz, ing. M. Petcu, ing. I. Dragu, Fl. Mocofan, E. Popa, E. Petrescu, chimist V. Bălan.

***) E. MATYAS, *Dezvoltarea exploatării ligniților și problemele de valorificare rațională ridicate de aceștia*. Comunicare la consfătuirea „Unele aspecte ale folosirii ligniților în scopuri energetice", București, 1960.

****) Bilanțul energetic național pe anul 1958.

Rezolvarea dificultăţilor de bază : economicitatea exploatării zăcămintelor şi crearea instalaţiilor consumatoare este trasată ca sarcină de Directivele Congresului al III-lea al P.M.R., care arată : „... Să fie

Tabela 1

Structura balanţei de combustibil a R.P.R. pe anul 1958 :

— Combustibil solid (exclusiv lemne de foc)	10,94 %
dintre care ligniţi	2,55 %
Lemne de foc	5,64 %
Produse petrolifere	47,00 %
Gaze naturale	35,03 %
Alţi combustibili	0,24 %
Energie hidraulică	0,19 %
Din stoc	0,96 %

rezolvate problemele ridicate de exploatarea economică a lignitului în primul rînd prin dezvoltarea la maximum a capacităţilor de producţie a minelor existente, care au posibilităţi să producă în condiţii economicoase şi să fie puse în exploatare mine noi în bazinele care asigură o eficienţă economică mai ridicată a investiţiilor... ”

„... Să se facă cercetări privind posibilităţile de înnobilare şi valorificare completă a ligniţilor prin deshidratare, brichetare, gazificare sub presiune, precum şi prin alte metode înaintate care să asigure utilizarea cea mai economică a acestui combustibil. Mai mult de jumătate din producţia de lignit va fi consumată în centrale termoelectrice amplasate în apropierea bazinelor carbonifere...”

„... Este necesară intensificarea studiilor şi încercărilor pentru punerea la punct a fabricaţiei unor cazane de tip industrial, consumînd ligniţi şi combustibili superiori cu randamente ridicate” *) **).

2. Efectuarea studiilor şi cercetărilor legate de crearea instalaţiilor de arderea ligniţilor a fost încredinţată Institutului de Energetică al Academiei R.P.R.

Avînd în vedere complexitatea problemei şi faptul că în ansamblu cunoştinţele ştiinţifice asupra comportării acestor combustibili în procesul de ardere au fost extrem de limitate, cercetările s-au îndreptat în două direcţii diferite :

*) *Directivele Congresului al III-lea al P.M.R.*, Ed. politică, Bucureşti, 1960, 15—16.
**) Gh. Gheorghiu-Dej, *Raport la cel de-al III-lea Congres al P.M.R.*, Ed. politică, Bucureşti, 1960. 28.

— cercetări în domeniul caracteristicilor energetice ale ligniților din principalele bazine carbonifere [1], [2], [3], [4], [5];

— cercetări experimentale de ardere pe diverse tipuri de instalații de ardere industriale [6], [7], [8], [9], [10].

2.1. Cercetările efectuate în prima direcție formează baza științifică a cunoașterii acestor combustibili și deci elementele necesare găsirii soluțiilor optime pentru instalațiile de ardere. Pe baza rezultatelor obținute în acest domeniu de cercetare, lignitul poate fi caracterizat ca un cărbune tînăr cu un bogat conținut de masă minerală, care se înmoaie la temperatura de 900—1100°C și cu o structură xiloid-lemnoasă.

Caracteristic ligniților este conținutul de materie minerală, raportat la masa uscată, majoritatea ligniților încadrîndu-se în grupa cărbunilor cu multă cenușă $A^u > 35\%$.

Conținutul de cenușă extrem de ridicat, față de combustibilii similari din alte țări și fuzibilitatea pronunțată a acesteia ridică pentru majoritatea ligniților din R.P.R. mari dificultăți în funcționarea instalațiilor de ardere mai ales la arderea cărbunilor pe grătar. Depășirea temperaturii de înmuiere a cenușii în puncte izolate ale stratului de combustibil conduce la aglutinarea acesteia și la formarea de blocuri mari de zgură care înglobează în masa lor importante cantități de cărbune nears [10]. Ca urmare a conținutului ridicat de cenușă ($A^{rap*}) = 4 - 29\%/10^3$ kcal/kg) majoritatea ligniților se situează în gama combustibililor care ard cu o intensitate redusă, cu pronunțate tendințe de instabilitate a procesului de ardere. Caracteristicele energetice ale ligniților din R.P.R. situează acești combustibili în gama combustibililor inferiori la care, în vederea obținerii unor randamente normale la instalațiile de ardere, devine obligatorie adoptarea procedeelor de intensificarea procesului de ardere și profilarea corespunzătoare a focarelor pentru menținerea unui regim termic ridicat în zonele de arderea cocsului.

2.2. Pe baza cercetărilor efectuate în domeniul caracteristicilor energetice ale ligniților și a rezultatelor cercetărilor experimentale de ardere pe diverse tipuri de instalații de ardere au putut fi trase următoarele concluzii:

— Stratul liniștit, caracteristic instalațiilor de ardere echipate cu grătare fixe sau catenare obișnuite conduce în general (și în special în cadrul arderii ligniților) la o ardere incompletă. Masa de zgură ce se formează pe grătar conduce la o repartiție necorespunzătoare a insuflării de aer pe suprafața stratului. Pe de altă parte fracțiile mărunte din combustibil sînt înglobate în masa de zgură ajunsă în stare plastică, iar fracțiile mari sînt acoperite de o peliculă de zgură care reduce difuziunea comburantului spre masa de cocs a particulei. În ansamblu, acest procedeu de ardere conduce în cazul concret al ligniților la rezultate cu totul necorespunzătoare unei arderi raționale.

— Răscolirea stratului de combustibil reduce dificultățile apărute în cazul arderii ligniților în strat fix cu atît mai mult cu cît se intensifică

*) Cenușa raportată $\frac{A^l}{P_{ci}}\%/10^3$ kcal/kg.

răscolirea stratului. În stratul răscolit, particula de cărbune are o mişcare neregulată, vine în contact cu alte particule incandescente ceea ce favorizează aprinderea şi arderea ei. Răscolirea intensă a stratului împiedică formarea plăcilor de zgură, asigurînd alimentarea uniformă şi continuă a stratului cu aerul necesar arderii.

— Grătarul cel mai utilizat în tehnica arderii cărbunilor tineri, grătarul cu împingere superioară, principial nu poate asigura o răscolire puternică a stratului de combustibil deoarece prin mărirea cursei şi vitezei barelor de grătar (elementele răscolirii stratului) creşte în afară de răscolirea stratului şi viteza de înaintare a combustibilului pe grătar. Timpul de staţionare a combustibilului în focar se reduce astfel simţitor şi pierderile de căldură prin nearse în zgură devin excesive. Lungirea grătarului în vederea ameliorării rezultatelor unor asemenea soluţii nu poate fi admisă din motive tehnico-economice. În această situaţie rămîne de luat în considerare un grătar la care răscolirea stratului să fie intensă şi la care funcţia de transport a combustibilului pe grătar să fie independentă de cea de răscolire sau în orice caz dependenţa dintre ele să fie redusă.

— Principiul împingerii răsturnate aplicat unei instalaţii de ardere adecvate ligniţilor satisface în cea mai mare măsură aceste condiţii şi apare astfel ca cel mai indicat principiu care trebuie aplicat grătarelor pentru arderea ligniţilor.

O serie de lucrări de specialitate apărute ulterior confirmă aceste concluzii *)**) [11], [12].

— Aprinderii şi arderii stabile a ligniţilor în strat trebuie să i se acorde cea mai mare atenţie. Ligniţii avînd un conţinut ridicat de balast, trebuie să fie arşi într-un focar profilat corespunzător, care să asigure pe lîngă răscolirea intensă a stratului şi un regim termic ridicat, atît în zona de uscare a combustibilului, cît mai ales în zona arderii cocsului. În această situaţie în profilarea focarului nu se poate aplica în nici un caz tehnica focarelor deschise, destinate arderii huilelor şi nici tehnica la care bolta anterioară este dezvoltată — această construcţie fiind indicată în special în profilarea focarelor pentru cărbunii foarte umezi cu un conţinut scăzut de cenuşă.

Ca urmare a cercetărilor de laborator efectuate pe modele luminoase [13] şi verificate pe instalaţii industriale se socoteşte indicată următoarea profilare pentru focarele destinate arderii ligniţilor din R.P.R.

O boltă anterioară scurtă îndeajuns de ridicată deasupra stratului de combustibil şi o boltă posterioară foarte dezvoltată cît mai apropiată de grătar şi înclinată faţă de acesta cu 10°—15°.

Prin această profilare a focarului se asigură condiţii favorabile pentru transmiterea căldurii în prima zonă a grătarului de la zona sa centrală şi posterioară, atît prin radiaţia bolţii posterioare, cît şi prin radiaţia proprie a nucleului flăcării care, prin condiţiile astfel create este apropiat mult de prima zonă a grătarului. Schema de aprindere superioară

*) E. Rammler, *Despre utilizarea raţională a ligniţilor inferiori*. Conferinţă ţinută la casa oamenilor de ştiinţă din Bucureşti la 1 iunie 1957.

**) G. F. Knorre, Discuţii la consfătuirea : *„Unele aspecte ale folosirii ligniţilor în scopuri energetice"*. Bucureşti, 1960.

este indicată în cazul arderii combustibililor tineri cu conținut scăzut de cenușă și cu o încărcare gravimetrică de 250—300 kg/m²h și nu mai dă satisfacție în cazul arderii ligniților cu pronunțate tendințe de zgurificare. În acest caz devine obligatorie aplicarea schemei duble de aprindere realizată de grătarul cu împingere răsturnată care permite astfel ridicarea încărcării gravimetrice a grătarului pînă la valori cuprinse între limitele de 450—500 kg/m²h în același timp mărindu-se atît stabilitatea cît și intensitatea procesului de ardere. Luîndu-se în considerare caracteristicile energetice ale ligniților din R.P.R. și concluziile de mai sus reieșite din cercetările de laborator și pe instalații industriale de ardere, s-au stabilit elementele principale necesare proiectării unei instalații adecvate arderii ligniților în strat.

3. INSTALAȚIA EXPERIMENTALĂ

3.1. Prima instalație adecvată arderii în strat a ligniților din R.P.R., propusă de Institutul de energetică proiectată *) și executată de către Uzinele de utilaj chimic București în colaborare cu Institutul de energetică echipează un cazan de abur cu următoarele caracteristici principale :

— debitul cazanului	10 t/h
— presiunea aburului în tambur	17 ata
— temperatura aburului supraîncălzit	350°C
— temperatura apei de alimentare	100°C
— suprafața sistemului fierbător	304 m²
— suprafața supraîncălzitorului	120 m²
— suprafața economizorului	105 m²

Cazanul nu are prevăzut preîncălzitor de aer. În figura 1 se prezintă o secțiune prin cazanul de 10 t/h pe lignit.

3.2. Observînd figura 1 se constată că focarul cazanului a fost conceput cu o profilare deosebită de construcțiile clasice. Astfel, instalația este prevăzută cu o boltă anterioară puțin dezvoltată, cu o lungime de 1 m situată la o înălțime de 0,8 m deasupra pragului de alimentare cu combustibil și cu o boltă posterioară foarte dezvoltată, cu o înclinare de 13° față de grătar avînd o lungime de 3,7 m. Bolta posterioară acoperă aproximativ 2/3 din suprafața grătarului lăsînd astfel, cu bolta anterioară, o secțiune de trecerea gazelor de ardere de 1,4 × 3,0 m. Bolta posterioară și stratul de combustibil de pe grătar creează, datorită înclinării bolții, o secțiune de trecere pentru gazele de ardere progresiv crescătoare. Gazele de ardere în drumul lor spre fasciculul fierbător sînt deviate de bolta posterioară spre partea anterioară a focarului, contribuind astfel la intensificarea pregătirii combustibilului pe prima parte a grătarului. Bolta posterioară menține totodată un regim termic ridicat în zona de ardere a cocsului, prin umbrirea acesteia de suprafața rece a sistemului fierbător, contribuind astfel la mărirea stabilității și intensității procesului de ardere în această zonă.

*) La proiectarea instalației au colaborat : ing. L. Szilagy, ing. Gh. Antonescu, ing. M. Schwartz, ing. Mariana Petcu, ing. D. Constantinescu.

Focarul, cu un volum de 38 m^3 a fost calculat, luîndu-se în considerare un lignit cu următoarele caracteristici, raportate la masa de lucru

— umiditatea totală	41%
— cenuşa	14,45%
— carbon	28,55%
— hidrogen	2,52%
— oxigen	11,98%
— azot	0,64%
— sulf combustibil	0,86%
— puterea calorifică inferioară	2 320 kcal/kg
— temperatura de înmuierea cenuşii (metoda observării corpurilor de probă)	1 230°C
— temperatura de topire a zgurii	1 300°C
— temperatura de curgere a zgurii	1 380°C.

3.3. Focarul este echipat cu un grătar cu împingere răsturnată cu următoarele caracteristici :

— suprafaţa grătarului	11,10 m^2
— lungimea grătarului	3,7 m
— lăţimea grătarului	3,0 m
— înclinarea faţă de orizontală	22°
— numărul de rînduri de bare	11 mobile, 2 fixe
— cursa barelor (variabilă)	0—240 mm
— durata unei curse complete (variabilă)	min 20
— încărcarea gravimetrică a grătarului (proiectată)	332 kg/m^2 h
— încărcarea termică a grătarului (proiectată)	770.10^3 kcal/m^2 h.

Caracteristic grătarului este cursa mărită a barelor (max. 240 mm) şi viteza mare de mişcare a acestora, acestea reprezentînd elementele de bază ale răscolirii stratului. Pentru a se asigura universalitatea folosirii grătarului la o gamă cît mai largă de sorturi de ligniţi cursa şi viteza barelor de grătar pot fi variate în limite prin intermediul sistemului hidraulic de acţionare.

3.4. Una din calităţile remarcabile ale grătarului este independenţa funcţiunii de alimentare cu combustibil de funcţiunea de răscolire a stratului. În vederea realizării acestei separări care permite ca fiecărui sort de combustibil să i se aplice regimul de răscolire cel mai indicat grătarul este alimentat cu combustibil prin intermediul a două lopeţi mecanice acţionate de un motor hidraulic prin intermediul unor pîrghii telescopice care permit variaţia cursei lopeţilor sau implicit debitul de combustibil. Lopeţile mecanice împing combustibilul proaspăt pe pragul de uscare situat sub bolta anterioară a focarului unde acesta suferă un oarecare grad de pregătire atît sub influenţa radiaţiei boltii anterioare cît şi a gazelor de ardere din focar. De pe pragul de uscare combustibilul pregătit cade pe primele trepte ale grătarului de unde începe înaintarea pe grătar. De la acelaşi motor hidraulic se acţionează printr-un sistem reglabil de pîrghii tamburul de antrenarea zgurii. Cele două motoare hidraulice sînt acţionate de pompe de ulei cu roţi dinţate.

3.5. Zgura cade de pe grătar în buncărul de zgură prevăzut la bază cu 2 axe cu colți care o sparg. Zgura sfărîmată cade într-o cuvă cu apă de unde este apoi evacuată prin intermediul unei lopeți mecanice.

3.6. Focarul este alimentat cu aer la temperatura mediului ambiant prin patru zone prevăzute cu sistem de reglajul debitului și presiunii aerului insuflat. Sub zonele de insuflare sînt prevăzute buncăre de căzătură. În fig. 2 se prezintă ansamblul alimentare cu combustibil — grătar — evacuarea zgurii.

Instalația de ardere este prevăzută de asemenea cu tiraj forțat.

4. ANALIZA REZULTATELOR EXPERIMENTALE

4.1. Programul cercetărilor experimentale a fost fixat avîndu-se în vedere următoarele obiective științifice*):

a) Verificarea premiselor teoretice adoptate la proiectarea elementelor de bază ale focarului;

b) Performanțele instalației de ardere la arderea diferitelor sorturi de lignit;

c) Influența cursei și vitezei barelor de grătar asupra eficacității procesului de ardere și anihilării procesului de zgurificare;

d) Influența granulației combustibilului asupra intensității procesului de ardere și parametrilor principali ai cazanului;

e) Verificarea transportului de masă incandescentă pe la baza stratului;

În vederea efectuării cercetărilor în conformitate cu obiectivele științifice fixate, instalația experimentală a fost echipată corespunzător cu aparate de măsură **).

4.2. Pe instalația prezentată au fost efectuate cercetări experimentale de ardere folosindu-se sorturile de ligniți cu caracteristicile principale prezentate în tabela 2.

1) Amestec Derna Tătăruș și Rovinari;
2) Cărbune brun amorf;
3) Cărbune brun uscat;
4) Umiditatea raportată $= \frac{W^1}{P_{ci}}$ %/10^3 kcal/kg;
5) Cenușa raportată $= \frac{A^1}{P_{ci}}$ %/10^3 kcal/kg;

Analizînd comparativ valorile caracteristicilor combustibilului considerat în calcul cu combustibilii folosiți în timpul cercetărilor experimentale se constată:

*) C. Cazacu, N. Pănoiu, *Tematica încercărior experimentale de ardere a ligniților pe grătarul propus de Institutul de energetică*. Memoriu intern I.E. 1960.

**) Cercetări privind realizarea instalațiilor de arderea ligniților în strat din R.P.R. cu aplicații la cazanul de 10 t/h. Protocol I.E.

Tabela

Caracteristicile principale

Caracteristica combustibilului	U/M	C O M B U S			
		Admis în calcul	Depozit [1]	Căpeni [2]	Căpeni
			0—80 mm	0—350 mm	0—30 mm
Umiditatea totală	%	41	27,26—42,75	33,64—39,32	37,23—37,55
Cenuşa (la masa usc.)	%	24,5	42—58,3	33—45,2	41,5—41,8
Puterea calorif. inf.	kcal/kg	2 320	1 824—2 264	1 846—2 078	1 742—1 775
Umiditatea raport [4]	%/10^3 kcal	17,7	12,7—23,4	18,2—21	21 —21,6
Cenuşa raportată [5]	%/10^3 kcal	6	11,6—14,20	10,2—16,2	14,6—15,0

a) Din punctul de vedere al umidităţii totale a combustibilului, cu excepţia lignitului de Rovinari 0—350 mm şi a celui din depozit, ligniţii încercaţi se plasează sub valoarea admisă în calculul instalaţiei.

b) Din punctul de vedere al conţinutului de cenuşă — raportat la masa uscată — toţi ligniţii încercaţi se situează cu mult peste valoarea admisă în calcul; pentru sorturile 0—350 mm conţinutul de cenuşă depăşeşte cu 12—115% valoarea considerată în calcul.

c) Puterea calorifică a tuturor combustibililor încărcaţi cu excepţia cărbunelui brun mat de Borsec se situează sensibil sub valorile admise în calcul.

d) Umiditatea şi cenuşa raportată ca exponenţi ai calităţii combustibililor folosiţi în timpul cercetărilor experimentale demonstrează sub formă sintetică calitatea cu mult mai slabă a combustibililor folosiţi faţă de combustibilul de calcul. Cu această ocazie este de remarcat faptul că literatura de specialitate [14] indică ca limită maximă pentru cărbune brun şi lignit o cenuşă raportată maximă de 10% 10^3 kcal/kg pentru instalaţiile de ardere echipate cu grătare.

4.3. Deşi caracteristicile combustibililor folosiţi au fost inferioare celor admise în calculul instalaţiei de ardere, aşa cum s-a arătat, parametrii funcţionali ai instalaţiei de ardere şi ai cazanului au fost atinşi şi chiar depăşiţi aşa cum se arată în tabela 3.

— Astfel, debitul nominal de abur al cazanului a fost atins şi depăşit pentru toate sorturile de lignit utilizate, de menţionat faptul că în cazul probelor de punere la punct a instalaţiei efectuate pe lignit din depozit nu s-a urmărit atingerea performanţelor maxime ale cazanului, debitul fiind menţinut între 6,3 şi 8,5 t/h.

— Presiunea aburului supraîncălzit a variat în jurul valorii de 15 ata fiind limitată de presiunea maximă admisibilă în tambur de 17 ata la care au fost reglate supapele de siguranţă.

— Temperatura aburului supraîncălzit a depăşit limita maximă; variaţia temperaturii de supraîncălzire funcţie de sarcină fiind de circa 68°C [388 (încercarea 16) şi 456 (încercarea 13)].

— Temperatura apei de alimentare a fost menţinută între 43°C (încercarea 3) şi 98°C (încercarea 9) faţă de 100°C admisă în calcul, din cauza fenomenului de cavitaţie care a apărut la pompele de alimentare la o temperatură de peste 70°C.

2

ale combustibililor

T I B I L U L

Rovinari		Derna T.	Filipeştii de Pădure		Borsec[3])
0 — 350 mm	0—80 mm	0—350 mm	0—350 mm	0—30 mm	30—350 mm
42,49—44,46	37,41	34,50—38,03	27,26—33,13	21,60	24,26
30,8—40	52,6	33,2 —46,7	45—53	65,3	31,0
1 676—1 895	1 390	1 624—2 220	1 663—1 833	1 200	3 119
23,2 —24,2	27	15,1 —23,4	15,8 —19	18	7,8
9,35—16,4	23,60	9,65—17,8	17,1 —23,2	42,5	7,5

— Gazele de ardere în focar au atins valori ce variază între 792 (încercarea 19) şi 1 081°C (încercarea 25) funcţie de calitatea combustibilului şi de sarcina la care a funcţionat cazanul apropiindu-se de 1 045—1 075°C admis în calcul.

— Excesul de aer în focar a variat între 1,20 (încercarea 17) şi 1,86 (încercarea 24) funcţie de sarcina cazanului şi de calitatea combustibilului faţă de 1,5 admis pentru combustibilul considerat în calcul la sarcina de 8 t/h, valorile mari înregistrîndu-se fie la un combustibil de calitate slabă fie la sarcini parţiale.

— Aerul necesar arderii a fost insuflat numai ca aer primar, la temperatura mediului ambiant, în patru zone la presiuni care au variat funcţie de sarcină, după cum urmează :

zona I între 24 şi 68 mm CA,
zona II între 23 şi 75 mm CA,
zona III între 21 şi 66 mm CA,
zona IV între 7 şi 57 mm CA.

Presiunile maxime au fost înregistrate în cazul arderii lignitului de Filipeştii de Pădure care prezintă pronunţate tendinţe de zgurificare.

— Temperatura gazelor la coş a variat funcţie de sarcina cazanului şi calitatea combustibilului între 158°C (încercarea 20) şi 229°C (încercarea 17), fiind mai redusă la toate regimurile de funcţionare decît temperatura de 230°C admisă în calcul la sarcina maximă.

— Excesul de aer la coş a variat funcţie de sarcina cazanului şi de calitatea combustibilului între 1,36 (încercarea 12) şi 2,10 (încercarea 3), plasîndu-se în jurul valorii de 1,80 prevăzută în calcul la sarcina de 8 t/h. Este de menţionat că valorile maxime de 1,80 s-au înregistrat fie la sarcini parţiale ale instalaţiei fie la combustibili de calitate inferioară.

— Pierderile de căldură prin entalpia gazelor la coş ca urmare a excesului de aer şi a temperaturii gazelor la coş scăzute se situează între 9,46% (încercarea 14) şi 15,90 (încercarea 7) valorile înregistrate, situîndu-se în marea majoritate sub valoarea de 15% considerată în calcul la sarcina de 8 t/h.

— Pierderile prin ardere chimică incompletă sînt cuprinse între 0 şi 0,6%. Valorile de 0,32—2,35% înregistrate în cursul experienţelor efectuate cu lignit din depozitul centralei cu un conţinut ridicat de praf

($R_{5mm} < 60\%$) ca și valoarea de 6,02% înregistrată la încercarea 12 nu le considerăm concludente. De asemenea valoarea de 1,84% înregistrată la încercarea 25 este urmarea forțării instalației la debitul de 12,5 t/h.

— Pentru încercările 13, 14, 15 pe cărbune de Căpeni, încercările 17, 18, 19 pe cărbune de Rovinari, încercările 20, 21, 22, pe cărbune de Derna Tătăruș și încercarea 25 pe cărbune de Borsec care au format obiectul încercărilor oficiale de omologare pierderile de căldură prin ardere mecanic incompletă au variat după cum urmează :

a) Pierderile de căldură prin ardere mecanic incompletă au variat între 8,21% (încercarea 21) și 18,32% (încercarea 13) față de 9% considerat în calcul la sarcina de 8 t/h.

Valorile de 26,55% (încercarea 14) și 33,45% (încercarea 22) le considerăm ca nereprezentative întrucît la aceste încercări randamentele directe sînt de 78,25% respectiv 73,93%.

b) Dintre acestea pierderile de căldură prin zgură variază cu sarcina cazanului între 5,59% (încercarea 20) și 16,28% (încercarea 13).

c) Pierderile de căldură prin căzătură variază invers proporțional cu sarcina cazanului între 0,59% (încercarea 17) și 3,25% (încercarea 19).

d) Pierderile de căldură prin antrenare variază funcție de sarcina cazanului între 0,47% (încercarea 19) și 2,89 % (încercarea 14).

Din analiza componentelor pierderilor prin ardere mecanic incompletă și a variației acestora cu sarcina cazanului și calitatea combustibilului se constată următoarele :

a) Pentru combustibilul cu procent ridicat de mărunt (cărbune brun amorf de Căpeni) sau cu foarte pronunțate tendințe de zgurificare lignit de Filipeștii de Pădure) și la o putere calorifică ce variază în limite restrînse se constată o accentuată mărire a pierderilor de căldură prin zgură cu creșterea sarcinii cazanului. 14,81 (încercarea 15) și 16,28% (încercarea 13) în cazul cărbunelui brun amorf de Căpeni și 8,65% (încercarea 11) și 16,31% (încercarea 12) în cazul lignitului de Filipeștii de Pădure]. La depășirea sarcinii de 10 t/h creșterea pierderilor prin ardere mecanic incompletă cu creșterea sarcinii cazanului se accentuează sensibil. Pentru ligniții de Rovinari și Derna Tătăruș cu o granulație mai uniformă și o putere calorifică ce variază în limite restrînse pierderile de căldură în zgură scad pînă la valori de 5,59% (încercarea 20) și 11,75% (încercarea 18), apropiindu-se astfel de valoarea admisă în calcul.

b) Scăderea sensibilă a calității combustibilului [puterea calorifică inferioară de 1624—1663 (încercarea 22 și 9)] conduce la suprasolicitarea grătarului în vederea atingerii debitului nominal al cazanului și ca atare atrage după sine creșterea pierderilor de căldură prin nearse în zgură de peste 20%.

c) Deși grătarul realizează o răscolire intensă a stratului totuși pierderile de căldură prin căzătură se situează la valori cuprinse între 0,59 v% și 3,25% valorile maxime fiind înregistrate la combustibilii cu tendințe de exfoliere pe grătar (Rovinari) și la sarcini scăzute ale grătarului.

— Randamentul arderii, cu excepția încercărilor 14 și 22 menționate mai sus, ia valori cuprinse între 79,51% (încercarea 13) și 90,46 (încercarea 21).

— Randamentul cazanului determinat pe cale directă calculat, considerîndu-se debitul de abur ca medie a debitului aburului supraîncălzit și a debitului de apă de alimentare a variat funcție de sarcină și de calitatea combustibilului între 66,06 (încercarea 21) și 78,25 (încercarea 14). Din cauza variației în limite largi a calității combustibililor, nu s-a putut găsi o dependență a randamentului cazanului funcție de sarcina sa. Pentru exploatare s-a recomandat un interval de variație $72^{\pm\frac{3}{5}}$ funcție de sarcină și de calitatea combustibilului. Valorile înregistrate în condițiile arderii lignitilor din R.P.R. depășesc sensibil recomandările literaturii de specialitate așa cum se vede în figura 3 [15].

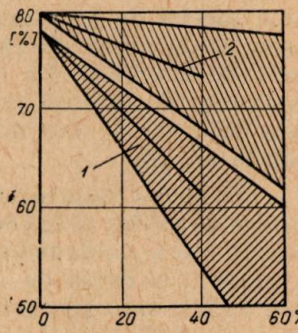


Fig. 3. — Variația randamentului cazanelor funcție de conținutul de cenușă în cazul arderii cărbunilor bruni.
1 — Cazan cu grătar; *2* — Cazan cu cărbune pulverizat.

În ceea ce privește randamentul determinat pe cale indirectă, la majoritatea probelor verifică în limitele erorilor admisibile randamentul determinat pe cale directă.

— Încărcările specifice gravimetrice și termice ale grătarului și focarului au variat funcție de sarcină și de calitatea combustibilului după cum se arată în tabela 4.

Se constată din valorile prezentate că instalația de ardere a funcționat în general la încărcări gravimetrice și termice cu mult peste cele considerate în calcul permițînd astfel atingerea și depășirea debitului nominal al cazanului chiar cu combustibil de calitate cu mult mai slabă decît cel considerat în calcul.

— Consumul specific de energie electrică a variat între 3,9 și 8,7 kWh/t_{abur} funcție de sarcina cazanului și calitatea combustibilului, se

Tabela 4

Încărcările specifice ale grătarului și focarului

Sortul combustibilului	Încărcarea grătarului		Încărcarea focarului
	$kg/m^2\,h$	$10^3\,kcal/m^2h$	$10^3\,kcal/m^3h$
Admis în calcul	332	770	243
Căpeni 0—350 mm	260—534	481—1 020	140—297
Rovinari 0—350 mm	265—528	407—925	126—270
Derna Tătăruș 0—350 mm	243—541	516—877	150—256
Filipeștii de Pădure 0—350 mm	266—573	694—953	202—278
Borsec 30—350 mm	384	1 200	350

remarcă valori mari la sarcini parțiale sau la arderea combustibililor cu pronunțate tendințe de zgurificare. Pentru majoritatea încercărilor consumul specific de energie electrică se plasează în intervalul 4—6 kWh/t_{abur}.

În timpul experimentării grătarului s-a produs arderea unor bare de grătar de pe primele 5 rînduri mobile ca urmare a materialului necores-

punzător din care au fost turnate acestea (în loc de fontă refractară s-a folosit fonta obișnuită Fc—18).

4.4. În scopul urmăririi influenței cursei barelor pe grătar asupra intensității procesului de ardere și a înlăturării procesului de zgurificare, au fost efectuate încercarea 3, cu cursa barelor de 180 și încercarea 4 cu cursa barelor de 110 mm cu lignit din depozitul centralei precum și încercarea 16 cu cursa de 190 mm și încercarea 19 cu cursa de 220 mm cu lignit de Rovinari. La cursa mică de 110 mm se constată o creștere a pierderilor de căldură prin zgură pînă la 28,35% față de 17,18% înregistrate la cursa de 180 mm (se remarcă valori inadmisibil de mari pentru ambele curse).

Scăderea intensității procesului de ardere în cazul reducerii cursei barelor de grătar dela 180 mm la 110 mm a atras după sine scăderea corespunzătoare a randamentului cazanului de la 75,67% la cursa de 180 mm la 51,79% la cursa de 110 mm. Mărirea cursei în continuare la 190 și apoi la 220 mm (probele 16 și 19) efectuate cu lignit de Rovinari) au condus la reducerea pierderilor de căldură prin zgură pînă la 14,11% respectiv 9,60%.

În timpul efectuării cercetărilor experimentale s-a constatat necesitatea ridicării cursei barelor de grătar peste 180 mm în cazul arderii ligniților cu multă cenușă și pronunțate tendințe de zgurificare; funcționarea cu cursa barelor mai mică de 180 mm în aceste condiții are loc instabil și cu performanțe scăzute așa cum s-a arătat și în lucrarea [10]. Cele mai bune rezultate s-au obținut cu o cursă a barelor de grătar de 220 mm.

4.5. În vederea stabilirii influenței granulației combustibilului asupra intensității procesului de ardere și parametrilor principali ai cazanului au fost efectuate cercetări experimentale cu sorturi granulometrice mărunte (încercările 6,7 cu cărbune brun amorf de Căpeni 0—30 mm, încercarea 24 cu lignit de Rovinari de la 0—80 mm și încercarea 26 cu lignit de Filipeștii de Pădure de la 0 — 30 mm).

Cărbunele brun amorf de Căpeni de la 0—30 mm a avut R_{5mm} = 57% și R_{3mm} =71 %.

Lignitului de Rovinari nu i s-a putut face analiza granulometrică din cauza umidității exagerate de 37,41% care a condus la aglomerarea particulelor fine sub formă de pastă.

Lignitul de Filipeștii de Pădure a avut R_{5mm} = 50%.

Analizînd comparativ rezultatele încercărilor nr. 7 efectuată cu cărbune de Căpeni de 0—30 mm și numărul 13 efectuată cu cărbune de Căpeni de la 0—350 mm se constată că prin trecerea funcționării instalației de ardere de la funcționarea cu cărbune de granulație 0—350 mm la funcționarea cu cărbune de granulație 0—30 mm apar următoarele modificări funcționale:

a) Consumul de combustibil, la aceeași sarcină a cazanului a crescut de la 4 867 kg/h la 6 857 kg/h (aproximativ cu 50%).

b) Regimul termic al focarului a scăzut (temperatura în focar a scăzut de la 950°C la 880°C și excesul de aer în focar a crescut de la (1,68 la 1,87) ca urmare a repartiției necorespunzătoare a carburantului în strat.

c) Pierderile de căldură prin ardere mecanic incompletă s-au ridicat de la 18.32% 22,24%. Cantitatea de căzătură a crescut în zona I de la 18 la 100 kg/h şi în zona II de la 20 la 34 kg/h determinînd creşterea corespunzătoare a pierderilor de căldură prin căzătură de la 0,74% la 3,41%.

d) Debitul maxim de abur a scăzut de la 10,7 t/h la 9 t/h iar randamentul determinat pe cale directă a scăzut de la 67,37% la 51,37%.

In cazul arderii lignitului de Rovinari cu granulaţia de la 0—80 mm (încercarea 24), s-a adăugat în plus scăderea considerabilă a calităţii combustibilului (P_{ci} = 1 390 kcal/kg). Funcţionarea focarului prezintă un oarecare grad de instabilitate al procesului de ardere, neputîndu-se menţine o sarcină constantă pe cazan. Temperatura în focar a scăzut la 654°C, excesul de aer în focar a crescut pînă la 2,20 iar la coş pînă la 2,84 şi pierderile de căldură prin ardere mecanic incompletă au atins valoarea inadmisibilă de 53,75% ceea ce a condus la un randament indirect de 26,71%.

Experimentarea arderii lignitului de Filipeştii de Pădure 0—30 mm cu un balast de 72,64% şi o putere calorifică de 1 200 kcal/kg a demonstrat completa instabilitate a procesului de ardere în aceste condiţii. Din cauza conţinutului ridicat de praf s-a constatat curgerea stratului pe grătar spre pîlnia de zgură şi mărirea cantităţii de căzătură în zona I pînă la 973 kg/h, la 6 300 kg/h combustibil introdus pe grătar.

4.6. În vederea verificării transportului de masă incandescentă pe la baza stratului în cazul arderii lignitilor pe grătarul cu împingere răsturnată s-a efectuat o serie de prelevări de probe de combustibil din diverse puncte de pe suprafaţa grătarului şi la diferite nivele ale înălţimii stratului după o îngheţare rapidă a stratului de pe grătar.

Analizele efectuate, considerate deocamdată ca informative, într-o oarecare măsură confirmă ipotezele ce se fac asupra transportului de masă incandescentă pe la baza stratului în cazul grătarului cu împingere răsturnată.

4.7. În vederea comparării performanţelor obţinute de diferite tipuri de instalaţii de ardere în strat a lignitilor din R.P.R. se prezintă în tabela 5 principalii indici funcţionali ai acestor instalaţii la arderea diferitelor sorturi de ligniţi.

Din analizele valorilor prezentate în tabela 5 se constată că grătarul cu împingere răsturnată propus de Institutul de energetică al Academiei R.P.R. realizează indicii cei mai ridicaţi la arderea tuturor sorturilor de lignit încercate.

În tabela 6 se prezintă consumul specific de metal solicitat de diversele instalaţii de ardere în strat a lignitilor din R.P.R.

Grătarul cu împingere răsturnată, deşi la prima vedere apare cel mai greu (25 tone) totuşi după cum se vede în tabela 6 necesită practic cel mai redus consum specific de metal dacă se ia în considerare faptul că toate operaţiunile de deservire ale grătarului sînt complet mecanizate în limite de elasticitate foarte largi.

Tabela 5

Indicii principali ai instalaţiilor de ardere a lignitilor din R.P.R.

	U/M	Grătar fix	Grătar catenar	Grătar cu împingere superioară		Grătar cu împingere răsturnată proiectat pt. huilă	Grătar cu împingere răsturnată propus de I.E.
				cazan 6,5 t/h	cazan 4 t/h		
Filipeştii de Pădure							
Cenuşa la masa uscată	%	36,32	33,92	39,16	—	45,42—54,80	45—53
Puterea calorifică inferioară	$\frac{kcal}{kg}$	3 025	2 355	2 230	—	1 517—2 109	1 663—1 833
Încărcarea gravimetrică a grătar.	$\frac{kg}{m^2\,h}$	51—107	a fost imposibilă	91—139	—	350—445	573
Încărcarea termică specif. a grătar.	$\frac{10^3\,kcal}{m^2h}$	156—326	menţinerea unei stabilităţi	205—312	—	683—936	953
Încărcarea termică spaţială a focar.	$\frac{10^3\,kcal}{m^3h}$	60—125		55,6 —85	—	192—267	278
Producţia specifică de abur a grătar	$\frac{kg/ab}{m^2h}$	—	a arderii	241—276	—	635—640	985
Rovinari							
Cenuşa la masa uscată	%	32,6	—	—	—	41,41	30,8—40
Puterea calorif. inferioară	$\frac{kcal}{kg}$	2 241	—	—	—	1 723	1 676—1 895
Încărcarea gravim. a grătar.	$\frac{kg}{m^2h}$	77—140	—	—	—	380	528
Încărcarea termică specifică a grătar.	$\frac{10^3\,kcal}{m^2h}$	174—314	—	—	—	770	925
Încărcarea termică spaţială a focarului	$\frac{10^3\,kcal}{m^3h}$	67—121	—	—	—	216	270
Producţia specifică de abur	$\frac{kg_{ab}}{m^2h}$	—	—	—	—	547—582	965

Schitu Goleşti							
Cenuşa la masa uscată	%	—	20,36—33,15	—	—	—	—
Puterea calorifică inferioară	$\frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$	—	2 558—3 271	—	—	—	—
Încărcarea gravimetrică a grătar.	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{h}}$	—	55,3 —69,5	—	—	—	—
Încărcarea termică specif. a grătar.	$\frac{10^3\ \text{kcal}}{\text{m}^2\text{h}}$	—	141—221	—	—	—	—
Încărcarea termică spaţială a focarului	$\frac{10^3\ \text{kcal}}{\text{m}^3\text{h}}$	—	44—68,8	—	—	—	—
Producţia specif. de abur a grătar.	$\frac{\text{kg}_{\text{abur}}}{\text{m}^2\text{h}}$	—	118—180	—	—	—	—
Derna Tătăruş							
Cenuşa la masa uscată	%	—	—	—	30	20,95—24,55	33,2—46,71
Puterea calorif. inf.	$\frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$	—	—	—	2 955	2 834—3 689	1 624—2 220
Încărcarea gravimetrică a grătar.	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{h}}$	—	—	—	248	400—435	541
Încărcarea termică specif. a grătar.	$\frac{10^3\ \text{kcal}}{\text{m}^3\text{h}}$	—	—	—	248	1 130—1 600	878
Încărcarea termică spaţială a focarului	$\frac{10^3\ \text{kcal}}{\text{m}^3\text{h}}$	—	—	—	—	318—450	256
Încărcarea specif. de abur a grătar.	$\frac{\text{kg}_{\text{abur}}}{\text{m}^2\text{h}}$	—	—	—	382—465	742—885	900
Căpeni							
Cenuşa la masa uscată	%	—	—	—	—	—	33—45,2
Puterea cal. inf.	$\frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$	—	—	—	—	—	1 846—2 078

Tabela 5 (continuare)

	U/M	Grătar fix	Grătar catenar	Grătar cu împingere superioară		Grătar cu împingere răsturnată proiectat pt. huilă	Grătar cu împingere răsturnată produs de I.E.
				cazan 6,5 t/h	cazan 4 t/h		
Încărcarea grav. a grătar	kg/m^2h	—	—	—	—	—	534
Încărcarea termică specifică a grătar	10^3 $kcal/m^2h$	—	—	—	—	—	1 020
Încărcarea termică spațială a focar	10^3 $kcal/m^3h$	—	—	—	—	—	297
Producția specif. de abur a grătarului	kg_{abur}/m^2h	—	—	—	—	—	965
Borsec							
Cenușa la masa uscată	%	—	—	—	—	—	31
Puterea cal. inf.	kcal/kg	—	—	—	—	—	3 119
Încărcarea grav. a grătar.	kg/m^2h	—	—	—	—	—	384
Încărcarea termică specifică a grătar	$\frac{10^3 \text{ kcal}}{m^2h}$	—	—	—	—	—	1 200
Încărcarea termică spațială a focarului	$\frac{10^3 kcal}{m^3h}$	—	—	—	—	—	350
Producția specifică de abur a grătar	kg_{abur}/m^2h	—	—	—	—	—	1 130

Tabela 6

Consumul de metal solicitat de diverse instalații de ardere în strat a lignitilor din R.P.R.

Tipul grătarului Debit de abur proiectat	U/M	Împingerea superioară		Împingere răsturnată
		6,5 t/h	4 t/h	10 t/h
Debit maxim produs	kg/h	2 540	2 500	10 960
Combustibil folosit		Filipeștii de Pădure	Derna Tătăruș	Filipeștii de Pădure
Cenușă la masa uscată	%	39,16	30	45—53
Puterea calorif. inf.	kcal/kg	2 230	2 955	1 663—1 833
Greutatea totală a instalației de ardere	t	9,750	5,525	25,0
Consum metal pe tona de abur produs	t met/tab	3,83	2,21	2,28

5. CONCLUZII

Din analiza rezultatelor obținute și a datelor comparative prezentate în tabelele 5 și 6 privind principalii indici funcționali ai instalațiilor de ardere în strat a lignitilor din R.P.R. se pot trage următoarele concluzii :

a) Instalația de ardere echipată cu grătarul cu împingere răsturnată propus de Institutul de energetică funcționează în condițiile prevăzute în calcul pentru o gamă largă de sorturi de lignit, proveniți din cele mai importante bazine din R.P.R., fiind singura instalație care permite arderea în strat a lignitilor din R.P.R. în condiții tehnico-economice corespunzătoare.

b) Instalația de ardere asigură principalii indici funcționali chiar în cazul înrăutățirii sensibile a calității combustibilului atît din punct de vedere granulometric cît și din punct de vedere al caracteristicilor energetice.

Astfel grătarul funcționează în condiții normale cu un combustibil care are un conținut de praf de pînă la 40% ($R_{5mm} < 60\%$ și o putere calorifică inferioară de pînă la 1 650 kcal/kg).

Trecerea la folosirea granulației 0 —30 mm cu un conținut de praf de peste 50% conduce la o scădere a performanțelor cazanului. Scăderea pronunțată a puterii calorifice a combustibilului pînă la 1 200 —1 400 kcal/kg în cadrul sortului 0—30 mm conduce la instabilitatea procesului de ardere.

c) Regimul de ardere realizat de instalație este stabil, se desfășoară la un nivel de temperaturi de circa 1 000°C în focar, nefiind necesară intervenția exterioară asupra stratului de combustibil, ca în cazul tuturor celorlalte tipuri de grătare încercate. Ca urmare a acestor calități grătarul permite o încărcare termică de circa (800—1 000) 10^3 kcal/m²h și de circa 400—500 kg combustibil/m²h, detașîndu-se astfel net de toate celelalte tipuri de grătare. Elementele de bază care au contribuit la atingerea acestor indici ridicați sînt după părerea noastră următoarele :

— separarea funcţiunii de răscolire a stratului de funcţiunea de alimentare cu combustibil şi de evacuare a zgurii;

— intensificarea răscolirii stratului de combustibil prin mărirea cursei şi vitezei barelor de grătar (cele mai bune rezultate pentru majoritatea ligniţilor au fost obţinute la o cursă de 220 mm);

— profilarea focarului în vederea menţinerii unui regim termic ridicat în zona arderii cocsului şi în zona de uscare a combustibilului.

d) Deşi instalaţia are deservire complet mecanizată consumul specific de energie electrică se încadrează în limitele prevăzute în literatura de specialitate, acesta variind în medie între 4 şi 6 kWh/t_{abur}.

e) Grătarul cu împingere răsturnată, deşi la prima vedere apare cel mai greu, totuşi după cum se vede în tabela 6 necesită practic cel mai redus consum de metal dacă se ia în considerare faptul că toate operaţiunile de deservire ale grătarului sînt complet mecanizate în limite foarte largi de elasticitate.

f) Randamentul Cazanului de 10 t/h echipat cu grătarul cu împingere răsturnată atinge valori cuprinse de $72^{\pm 3}_{5}$ funcţie de sarcina cazanului, la o variaţie a calităţii combustibilului cuprinsă între 1 650 şi 2 200 kcal/kg.

g) Tipul de grătar analizat poate fi aplicat cu adaptările corespunzătoare pentru o gamă de cazane cu debite cuprinse între 2 şi 15 t/h, pentru arderea majorităţii ligniţilor din R.P.R. sortaţi la o granulaţie normală arderii în strat (30—80 mm).

Cazanul de 10 t/h echipat cu grătar cu împingere răsturnată este omologat.

CONSIDÉRATIONS SUR LA COMBUSTION DES LIGNITES ROUMAINS DANS DES FOYERS À GRILLE À POUSSÉE RENVERSÉE

RÉSUMÉ

Dans ce travail, les auteurs, fondés sur des recherches effectuées par l'Institut d'Energétique de l'Académie de la R.P.R., dans les domaines des caractéristiques énergétiques des lignites roumains et de la combustion des lignites, présentent une installation de combustion à grille. On décrit l'installation de combustion à grille pour les lignites roumains, proposée par l'Institut d'Energétique pour la chaudière de 10 t/h construite par les Usines d'outillage chimique Bucarest, ainsi que les résultats obtenus dans la combustion des lignites des bassins de Rovinari, Filipeştii de Pădure, Derna Tătăruş et des charbons bruns des bassins de Căpeni et Borsec. En vertu de l'analyse des résultats obtenus, on fait des propositions concernant la généralisation de l'installation de combustion proposée et homologuée.

BIBLIOGRAFIE

1. I. BLUM, C. IONESCU GHEORGHITA, *Asupra elementelor de caracterizare și clasificare a cărbunilor bruni în general și a lignitilor românești în special și stabilirea nomenclaturii.* Studii și cercetări de energetică, **VII**, *1*, 65—72 (1957).
2. N. PĂNOIU, I. CARABOGDAN, G. SINGER, *Verbrennungsprobleme des Lignites der rumänische Volksrepublik.* Freiberger Forschungshefte. Akademie Verlag Berlin, 1960 A 175, 148—155.
3. I. CARABOGDAN, N. PĂNOIU, G. SINGER, *Criterii de apreciere energetică a combustibililor solizi.* Energetica ASIT, nr. 7, p. 320—323 (1960).
4. D. BUIMOVICI, *Aspecte specifice ale arderii lignitilor.* Studii și cercetări de energetică, **VII**, 33—41 (1957).
5. G. SINGER, I. CARABOGDAN, *Determinarea punctelor caracteristice ale cenușilor unor lignite din R.P.R.* Studii și cercetări de energetică, **X**, *1* (1960).
6. G. SINGER, TR. NICOLESCU, *Încercări de ardere a două sorturi de lignit pe un grătar în trepte.* Studii și cercetări de energetică, **VII**, *4*, 777—782 (1957).
7. D. BUIMOVICI, C. CAZACU, *Arderea lignitilor din R.P.R. în strat liniștit și strat răscolit.* Studii și cercetări de energetică, **VII**, *1*, 7—19 (1957).
8. N. PĂNOIU, C. CAZACU, *Aspecte ale arderii în strat a lignitilor din R.P.R.* Energetica ASIT *4*, 151—159 (1958).
9. D. BUIMOVICI, *Asupra experiențelor de ardere a lignitilor din R.P.R. în R. D. Germană.* Studii și cercetări de energetică, **VI**, *1—2*, 151—153 (1956).
10. D. BUIMOVICI, C. CAZACU, N. PĂNOIU, *Arderea lignitilor din R.P.R. pe grătarul cu împingere răsturnată.* Studii și cercetări de energetică, **VII**, *1*, 21—32 (1957).
11. М. Н. ПЯТЫШКИН, И. Г. САББАКИН, *О размоле закарпатского лигнита в шахтной мельнице и о типе пригодной для него топки.* Articolul în culegerea: *Теплоиспользование и тепловые электрические станции.* Академия Наук Украинской ССР, Институт теплоэнергетики. Издательство Академии Наук УССР, Киев, 1958, 45—64.
12. E. RAMMLER, *Diskussion. Wissenschaftliche Tagung Brennstofftechnichen Gesellschaft in der Deutschen Demokratischen Republik.* Freiberger—Forschungshefte, Akademie-Verlag Berlin, 1960, A 175 155—156.
13. D. BUIMOVICI, FL. WESTFRIED, *Determinarea variației factorilor de formă și unui focar cu grătar prin metoda modelării optice.* Studii și cercetări de energetică, **IX**, *1*, 21—33 (1959).
14. * * * *Тепловой расчет котельных агрегатов.* Государственное энергетическое издательство, Москва-Ленинград, 1957.
15. VACLAV SMID, *Palivova zakladna pro energo technologicke vyuziti cs hnedeho uhli.* Energetika C.S.R., nr. 11 anul 1960, 558—562, 1960.

UNELE ASPECTE PRIVIND DESFĂŞURAREA PROCESULUI DE ARDERE ÎN CURENT TURBIONAR *)

DE

N. ANTONESCU, L. COSTEA şi C. ARIEŞANU

1. ASPECTUL GENERAL AL PROBLEMEI

În instalaţiile de cazane moderne, condiţiile unor indici economici ridicaţi impun atît profilarea adecvată a focarelor, cît şi desfăşurarea procesului de ardere în condiţiile specifice instalaţiei date.

Dintre tipurile de focare cu o largă răspîndire în tehnica construcţiilor de cazane este şi focarul tunel care prezintă marele avantaj de a permite construcţii compacte de cazane.

În general, focarele tunel moderne sînt caracterizate prin încărcări termice volumetrice mari. Această particularitate impune o intensificare a procesului de ardere în general, realizat în cele mai bune condiţii prin turbionarea amestecului combustibil.

Turbionarea amestecului duce la obţinerea unor viteze mari de ardere datorită pe de o parte realizării unei mai bune omogenizări şi pe de altă parte turbulenţei intense a jetului şi condiţiilor favorabile de curgere : jetul este în contact intim cu pereţii calzi ai focarului, iar o parte a produselor de ardere recirculă, datorită zonei de presionare din centru, spre partea anterioară a focarului unde produce aprinderea primară a amestecului combustibil proaspăt. Turbionarea poate fi realizată fie prin introducerea tangenţială a aerului în arzător, fie prin introducerea aerului printr-o carcasă spirală. Din experienţele efectuate cu ambele sisteme de turbionare a rezultat că introducerea tangenţială a aerului este defavorabilă datorită pierderilor mari de presiune necesare accelerării bruşte

*) Lucrarea a fost prezentată în şedinţa secţiei de termoenergetică din 18 decembrie 1961

a jetului de aer pe direcție axială și datorită unei repartiții inegale a intensității turbionării pe secțiune. În consecință, la arzătoarele studiate, s-a adaptat sistemul turbionării prin carcasă spirală.

În cazul arderii combustibilului lichid, faza de omogenizare este legată atît de caracteristica de pulverizare a injectorului cît și de condițiile aerodinamice de amestec a picăturilor cu aerul.

Pentru omogenizarea corectă a amestecului, repartiția picăturilor de combustibil în jet trebuie să fie uniformă; acest lucru se realizează în cazul cînd zona de densitate mare a picăturilor coincide cu zona de viteză mare a aerului insuflat. Coincidența acestor zone se determină experimental prin probele la rece ce se fac privind repartiția picăturilor pe secțiune la instalația de încercare a pulverizării injectorului și probele privind cîmpul de viteze a aerului la ieșire din arzător, ridicat cu ajutorul sondei direcționale de viteză.

Ținînd seama de condițiile expuse mai sus tipul de arzător care a fost realizat a avut următoarele caracteristici:

Pentru arderea combustibilului gazos, introducerea gazului metan se face în partea centrală a arzătorului printr-o serie de găuri dispuse pe periferia țevii de aducere a gazului. În felul acesta, gazul metan are inițial față de curentul de aer o direcție perpendiculară, ceea ce asigură o bună penetrare a gazului în jetul de aer și o mai bună omogenizare primară. Introducerea centrală a combustibilului mai prezintă în plus avantajul că se utilizează zona depresionară din centrul arzătorului pentru obținerea economică a unor viteze mai mari a combustibilului la ieșirea din orificiile de aducere.

Pentru arderea combustibilului lichid (combustibil special STAS 54-49) injectarea combustibilului se face utilizînd pulverizarea mecanică printr-o duză centrifugală cu posibilitatea de recirculare a combustibilului.

Pulverizarea mecanică, aleasă ca soluție în cazul de față, asigură o finețe de pulverizare bună la presiuni de 10—20 atm. Pulverizarea fină este menținută și la presiuni mai joase prin adaptarea duzei centrifugale cu recirculare de combustibil și datorită efectului de pulverizare a aerului de ardere.

2. INSTALAȚIILE EXPERIMENTALE

Cercetările asupra aerodinamicii jetului de aer la ieșire din arzător precum și cele asupra repartiției pulverizării combustibilului lichid, prezintă o deosebită importanță în interpretarea rezultatelor experimentale privind desfășurarea procesului de ardere.

Pentru aceste studii au fost utilizate două instalații adecvate cercetărilor respective.

2.1. *Instalația de studiul aerodinamicii jetului de aer.* Instalația se compune dintr-un ventilator centrifugal utilizat ca sursă de aer, tubulatura de aducere a aerului cu dispozitivul cu diafragmă normală de măsurare a debitului și racordul arzătorului.

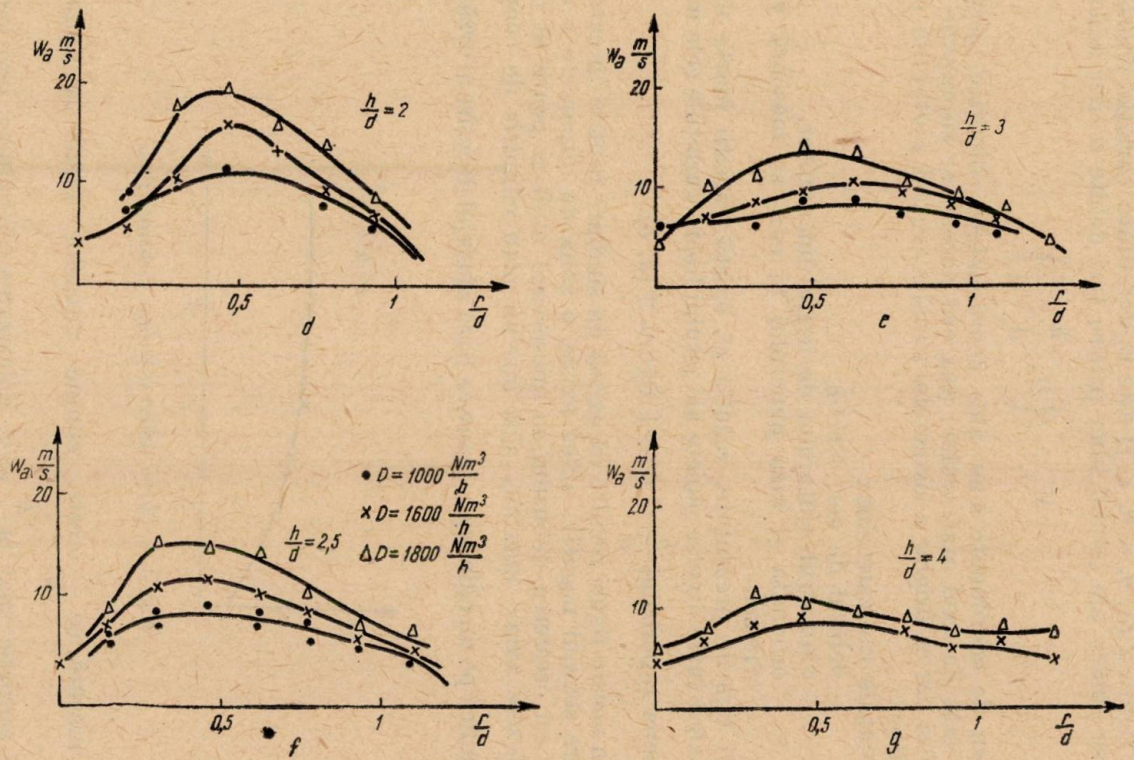


Fig. 2. — Viteza axială a jetului turbionar liber.

Procesul de ardere este influenţat în special de componenta tangenţială şi axială a vitezei aerului. Variaţia vitezei axiale pe o secţiune perpendiculară pe jetul liber dă o imagine a repartiţiei debitului de aer în acea secţiune.

În figura 2 (*a*, *b*, *c*, *d*, *e*, *f*) este reprezentată variaţia vitezei axiale în diverse puncte ale jetului liber pentru trei debite de aer adică

$$W_a = f\left(D; \frac{h}{d}; \frac{r}{d}\right)$$

(ca sistem de coordonate s-au ales coordonatele cilindrice, jetul fiind simetric faţă de axul arzătorului; axa ordonatelor se suprapune cu axa arzătorului, iar ca origine a sistemului s-a ales centrul ajutajului de ieşire din arzător).

Notaţiile utilizate sînt:

D — debitul de aer, Nm^3/h,

d — diametrul ajutajului de ieşire din arzător,

h; r — ordonata şi raza punctului în care se măsoară valoarea vitezei.

Din figurile prezentate, rezultă că există variaţii foarte mari ale vitezei axiale între diverse puncte ale jetului liber. Variaţiile cele mai mari sînt în zona raportului $\frac{h}{d} = 0 \div 1$ figura 2 (*a*, *b*).

Din aceste figuri rezultă că există un sîmbure central în care viteza axială are semnul negativ, adică există o zonă de întoarcere a aerului, dar care cu creşterea debitului se micşorează mult şi poate să dispară.

Vitezele axiale maxime, sînt într-un plan cilindric de coordonate $\frac{r}{d} = 0{,}5$ adică pe un cilindru care are ca bază ajutajul de ieşire al arzătorului.

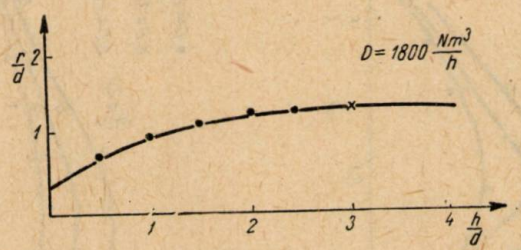


Fig. 3. — Curba limită a jetului turbionar liber.

Pe măsură ce $\frac{h}{d}$ creşte, cîmpul vitezelor axiale se aplatizează, devenind aproape plat la $\frac{h}{d} = 4$, aplatizarea făcîndu-se mai repede la debite mici.

Suprafaţa limită a jetului liber are forma unui paraboloid, aşa cum se vede din figura 3.

Valoarea vitezei tangenţiale în diverse puncte ale jetului liber dă o indicaţie asupra gradului de turbionare în camera de ardere şi o apreciere calitativă asupra valorii forţei centrifuge ce va acţiona asupra picăturilor de combustibil lichid.

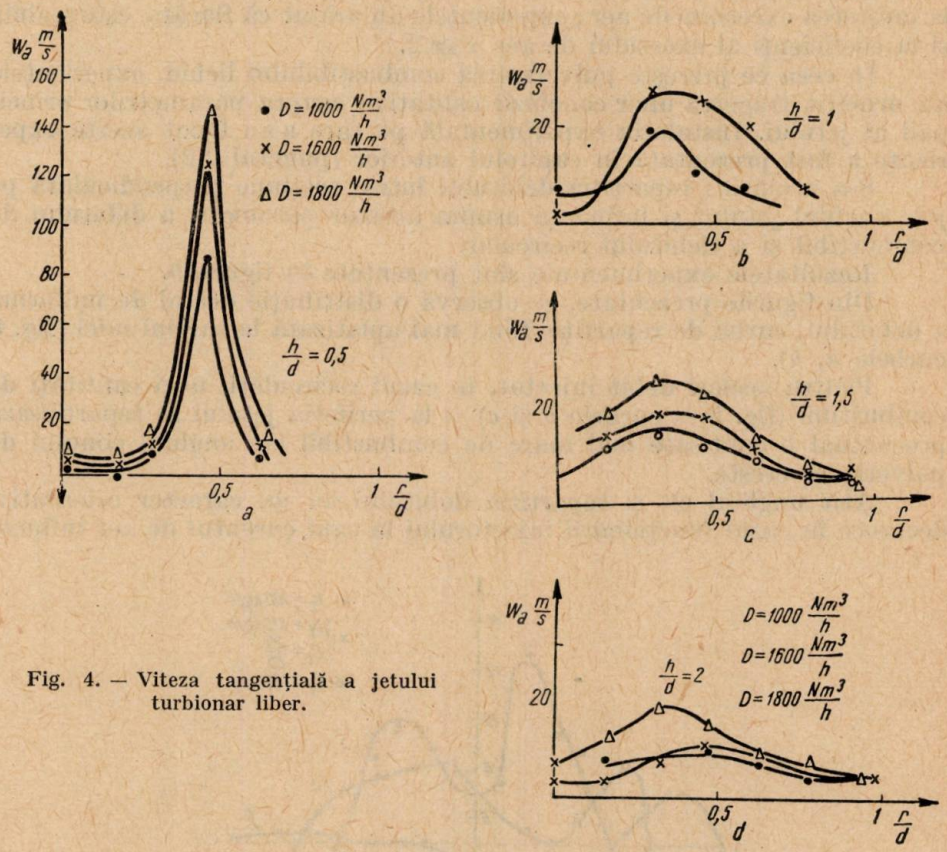


Fig. 4. — Viteza tangenţială a jetului turbionar liber.

În figura 4 (*a*, *b*, *c*, *d*) este reprezentată variaţia vitezei tangenţiale în diverse puncte ale jetului

$$W_t = f\left(D; \frac{h}{d}; \frac{r}{d}\right).$$

Din figurile prezentate reiese că viteza tangenţială este maximă în planul de coordonate $\frac{r}{d} = 0,5$. Aplatizarea curbelor se face la $\frac{h}{d} = 1$ deci mult mai aproape de arzător decît viteza axială.

La cald, cîmpul de viteze se va schimba ca urmare a creşterii vitezei gazelor, şi anume vitezele axiale vor creşte mult. Creşterea vitezei axiale va fi mai puţin pronunţată în apropierea arzătorului.

3.2. *Aspecte ale pulverizării şi omogenizării amestecului aer-combustibil.* Asupra procesului de amestecare a aerului cu combustibilul gazos literatura de specialitate este destul de bogată şi nu au fost făcute cercetări experimentare în acest domeniu.

Introducerea centrală oferă avantajul unei stabilităţi mari a flăcării, la creşterea excesului de aer ; experienţele au arătat că flacăra este stabilă şi la coeficienţi ai excesului de aer $\alpha \cong 2$.

În ceea ce priveşte pulverizarea combustibilului lichid, experienţele au urmărit tragerea unor concluzii calitative asupra parametrilor principali ai jetului. Instalaţia experimentală pe care s-au făcut aceste experienţe a fost prezentată în capitolul anterior (punctul 2.2).

S-a urmărit : repartiţia debitului într-o secţiune perpendiculară pe jet, unghiul jetului şi influenţa asupra acestor parametri a debitului de combustibil şi a debitului recircular.

Rezultatele experimentale sînt prezentate în figura 5.

Din figurile prezentate, se observă o distribuţie destul de uniformă a debitului, curba de repartiţie fiind mai aplatizată la sarcini mici (fig. 5 curbele *a*, *b*).

Pentru acelaşi debit injectat, în cazul recirculării unei cantităţi de combustibil (fig. 5 — curbele *b* şi *c*) — la periferia jetului se repartizează procentual o cantitate mai mare de combustibil iar unghiul conului de pulverizare creşte.

Atît unghiul cît şi repartiţia debitului au un caracter orientativ, deoarece în cazul funcţionării injectorului la cald curentul de aer influen-

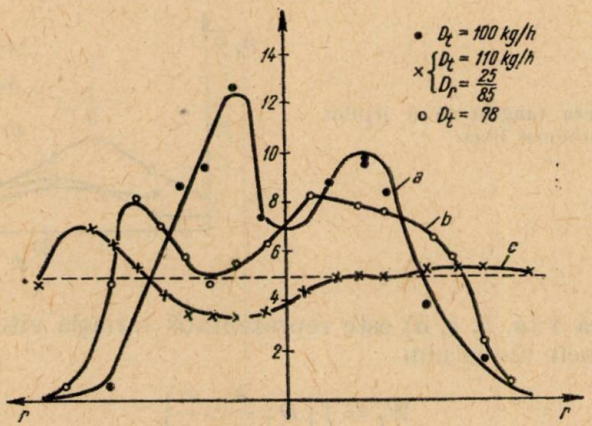


Fig. 5. — Caracteristicile jetului de combustibil lichid pulverizat.

ţează foarte mult aceşti parametri : picăturile de combustibil vor fi antrenate de mişcarea de rotaţie a aerului şi ca urmare a forţei centrifuge la periferia jetului se va repartiza o cantitate mai mare decît în cazul funcţionării la rece. Periferia va fi bogată în picături cu diametru mai mare.

Existența unei zone în care vitezele aerului sînt foarte mari (peste 100 m/s) în jurul planului de coordonate $r = 0{,}5$ d, duce la o pulverizare foarte fină a picăturilor care intră în această zonă, picături care în urma pulverizării mecanice au diametrul cel mai mare.

3.3. *Cercetări asupra procesului de ardere.* În faza a doua a cercetărilor, s-a urmărit desfășurarea procesului de ardere în focar, în care s-au

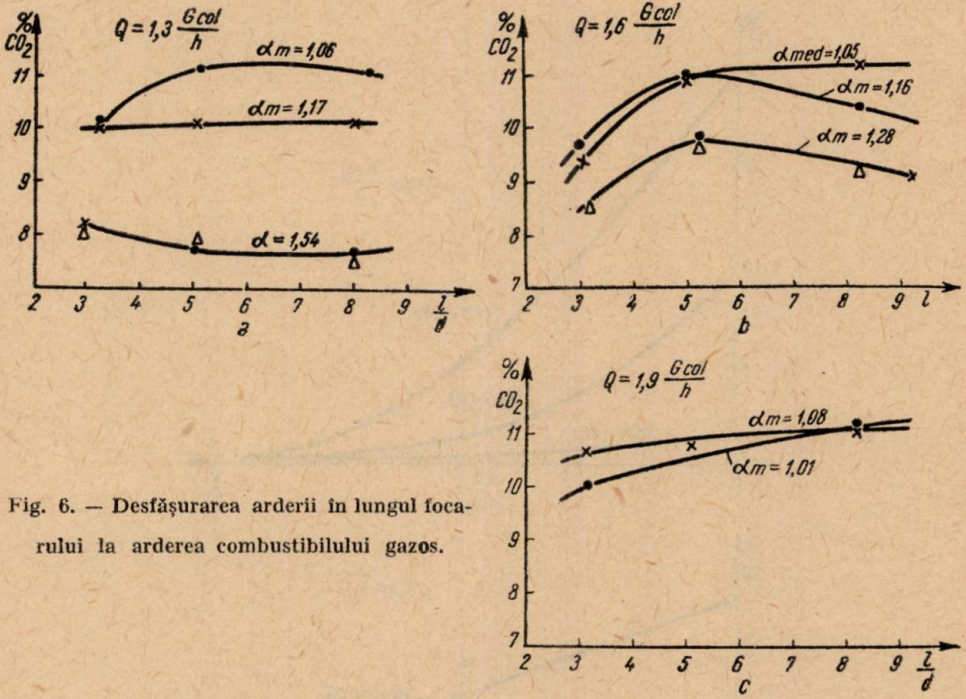


Fig. 6. — Desfășurarea arderii în lungul focarului la arderea combustibilului gazos.

delimitat 3 zone, fiecare corespunzînd unei anumite zone caracteristice a procesului de ardere. Considerînd un sistem de coordonate cilindrice cu originea în centrul ajutajului de ieșire din arzător, axa $L\,(z)$ confundîndu-se cu axa focarului, cele trei zone sînt delimitate de planurile perpendiculare pe axa focarului de coordonate: $l = 0$; $l = 3{,}2$; $l = 5{,}2$ și $l = 8\ D$ în care $D = 400$ m, adică diametrul camerei de ardere.

Urmărirea procesului de ardere s-a făcut pe baza analizei chimice a produselor de ardere în secțiunile focarului de coordonate: $l_1 = 3{,}2\ D$; $l_2 = 5{,}2\ D$ și $l_3 = 8\ D$.

În cazul arderii gazului metan rezultatele experimentale sînt concretizate în diagramele din figurile 6 și 7.

În figura 6 *a*, *b*, *c*, este reprezentată variația concentrației de bioxid de carbon în gazele de ardere pe axul focarului, funcție de sarcina termică Q și excesul mediu de aer α_{med} adică $CO_2 = f\left(Q,\ \alpha_{med},\ \frac{l}{D}\right)$.

Din aceste experienţe rezultă că cea mai mare cantitate de combustibil arde în prima zonă a focarului, la finele zonei a doua arderea fiind practic terminată şi numai în cazul sarcinilor termice mari $Q = 1{,}96$ G cal/h arderea se desăvîrşeşte în zona a treia. Alura curbelor din figura 6 *a*, *b*, *c*, arată că în cazul sarcinilor mici $Q = 1{,}3\ G$ cal/h în secţiunea de coordonate $l_2 = 3{,}2\ D$ gazele sînt aproape omogene pe secţiune (concen-

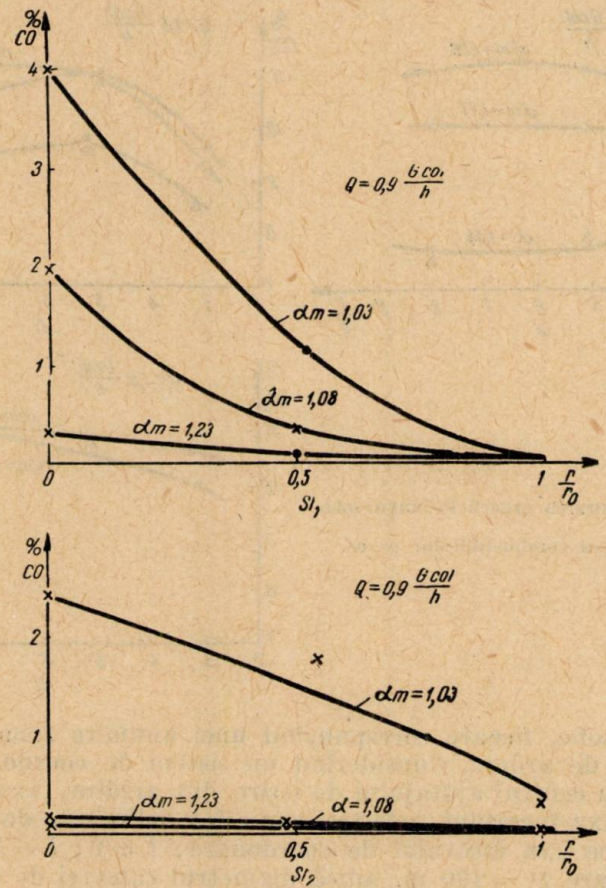


Fig. 7. — Curbele caracteristice de neomogeneitate pentru arderea combustibilului gazos.

traţia de CO_2 este practic identică în secţiunile 2 şi 3) pe cînd la $Q = 1{,}6$ G cal/h gazele nu sînt omogene pe secţiune, neomogenitatea fiind cu atît mai mare cu cît creşte excesul de aer (la excese mici de aer gazele sînt aproape omogene).

La sarcina $Q = 1{,}96$ G cal/h se observă o uşoară creştere a concentraţiei de CO_2 între secţiunile doi şi trei, ceea ce denotă o continuare a arderii în zona a treia.

Pentru a scoate în evidență neomogenitatea chimică a gazelor pe secțiunea focarului pentru sarcina $Q = 0{,}9\ G$ cal/h s-a făcut analiza gazelor pe raza focarului în secțiunile 1 și 2 (în secțiunea 3, experiențele au arătat că totdeauna gazele sînt omogene) și anume s-a măsurat concentrația de $(CO+H_2)$ în punctele de coordonate $r=0$; $r=0{,}5r_0$ și $r=r_0$.

Rezultatele sînt prezentate în figura 7.

Se observă creșterea conținutului de $(CO + H_2)$ de la periferie spre centrul focarului, creșterea fiind mai pronunțată pentru coeficienți ai excesului mediu de aer mici și în special în secțiunea I. În secțiunea a II-a creșterea este mai puțin pronunțată fiind practic măsurabilă numai la excese de aer foarte mici $\alpha = 1{,}03$.

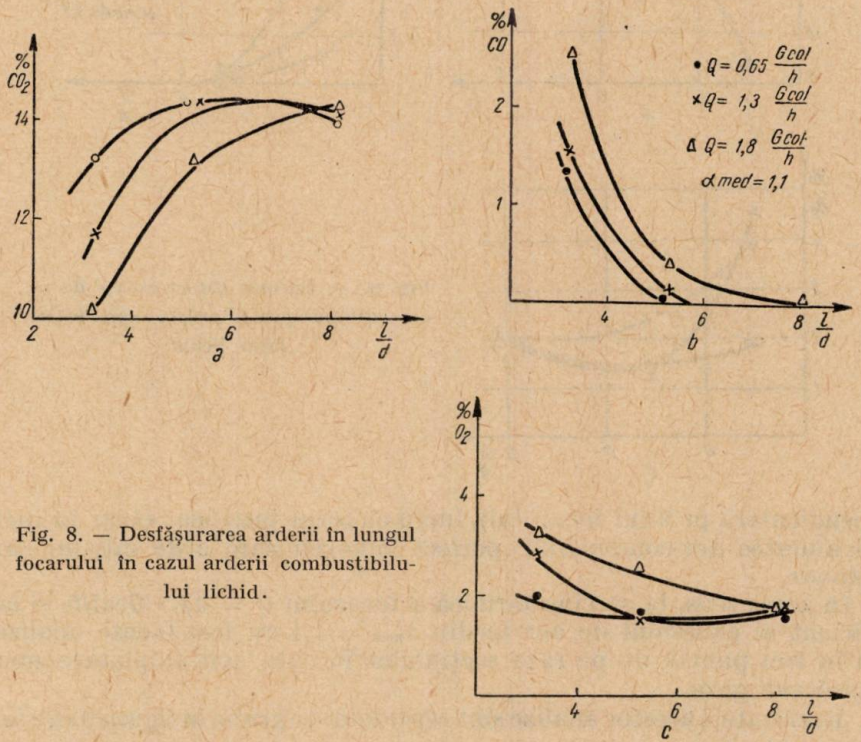


Fig. 8. — Desfășurarea arderii în lungul focarului în cazul arderii combustibilului lichid.

În cazul folosirii combustibilului lichid au fost efectuate de asemenea analize de gaze în diverse puncte ale focarului. Rezultatele acestor experiențe sînt prezentate grafic în figurile 8, 9.

Variația CO_2, O_2 și CO funcție de sarcina termică a focarului, în punctele situate pe axul lui, este reprezentată în figura 8 pentru un coeficient al excesului mediu de aer $\alpha_{med} = 1{,}1$.

Din analiza acestor curbe rezultă că cea mai mare cantitate de combustibil arde în zona I a focarului. Procentual, cantitatea de combustibil ars în camera I scade cu creșterea sarcinii.

În zona a II-a arderea practic se termină rămînînd procente foarte scăzute de oxid de carbon CO $< 0{,}5$ care ard în zona a III-a şi anume în cazul sarcinilor termice mari ($Q = 1{,}9$ Gcal/h).

După cum s-a văzut şi în cazul gazului metan, gazele de ardere au compoziţie chimică diferită, chiar în aceeaşi secţiune a focarului (secţiune

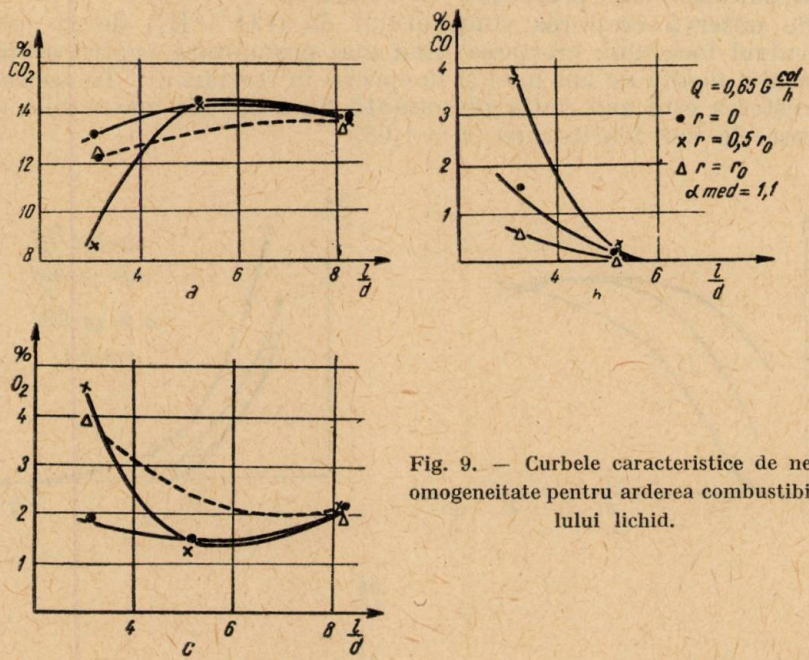


Fig. 9. — Curbele caracteristice de neomogeneitate pentru arderea combustibilului lichid.

perpendiculară pe axul focarului), lucru cu totul justificat chiar în ipoteza unui amestec aer-combustibil perfect omogen care arde într-un curent turbionar.

În acest sens, la sarcina termică a focarului $Q = 0{,}65$ Gcal/h şi la un coeficient al excesului de aer mediu $\alpha_{med} = 1{,}1$ au fost făcute analize de gaze în trei puncte de pe raza secţiunilor în care sînt amplasate sondele de prelevat gaze.

Rezultatele acestor analize sînt reprezentate grafic în figura 9 sub forma

$$CO_2 = f\left(\frac{l}{d}; \frac{r}{d}\right),$$

$$CO = f\left(\frac{l}{d}; \frac{r}{d}\right),$$

$$O_2 = f\left(\frac{l}{d}; \frac{r}{d}\right),$$

adică concentraţiile de CO_2, O_2 şi CO funcţie de coordonatele punctelor în care se fac măsurătorile.

În secțiunea I gazele au cea mai pronunțată neuniformitate chimică. Conținutul de CO_2 este maxim în zona axului, $r = 0$ și minim la $r = 0{,}5\ r_0$. Procentul maxim de CO este în punctul de coordonate $r = 0{,}5\ r_0$, iar minim este la periferie $r = r_0$.

De asemenea, procentul maxim de O_2 se găsește în punctul de coordonate $r = 0{,}5\ r_0$ iar minim pe axul focarului.

În secțiunea a II-a gazele sînt aproape omogene din punct de vedere chimic.

Existența neuniformității din secțiunea I este o urmare a repartiției debitului de aer și combustibil pe secțiunea focarului (fig. 2 și fig. 5). Din această repartiție, rezultă că există o zonă în jurul planului cilindric median $r = 0{,}5\ r_0$ în care debitul de aer și combustibil este mai mare decît în restul focarului.

Această zonă privită ca un volum de focar separat are încărcările termice mult mai mari decît încărcarea termică medie a focarului întreg.

Neuniformitatea compoziției gazelor pe secțiunea focarului face ca concluziile trase asupra desfășurării procesului de ardere pe lungimea focarului să aibe o valoare calitativă dar totuși concludentă.

Din studiile făcute asupra procesului de ardere rezultă că atît în cazul arderii combustibilului lichid cît și a celui gazos arderea se desfășoară în cea mai mare parte în prima zonă a focarului și se desăvîrșește în zona a doua.

În zona a treia se face arderea urmelor de oxid de carbon la sarcinile mari.

Încărcările termice ale volumului format de cele două zone (zona I și zona II) sînt de $Q = 6{,}5 \cdot 10^6$ kcal/m^3, încărcări care situează focarul în gama focarelor cu ardere intensificată.

La obținerea acestor încărcări, respectiv la intensificarea arderii, au contribuit atît pulverizarea și omogenizarea amestecului aer-combustibil cît mai ales turbionarea puternică a gazelor în focar. Această turbionare, a dus la existența zonelor de întoarcere a gazelor în apropierea arzătorului, atît în centrul jetului cît și la periferie.

4. CONCLUZII

Din cercetările efectuate rezultă că pentru focarele tunel sînt adecvate arzătoarele de tip turbionar, care pot să asigure o flacără de secțiune transversală mică cu lungime variabilă după necesități, funcție de gradul de turbionare a curentului de aer.

Experiențele efectuate au arătat că arzătoarele turbionare au un domeniu de reglaj al debitului mare, iar randamentul arderii aproape egal cu 1 chiar și pentru excese de aer foarte mici ($\alpha \leqslant 1{,}1$). Acest lucru demonstrează că condițiile termice și aerodinamice la care are loc arderea sînt favorabile unui proces de ardere intensificat.

La intensificarea procesului de ardere concură turbulența gazelor în focar, omogenizarea aerului cu combustibilul, finețea de pulverizare și viteza de vaporizare (în cazul combustibilului lichid) etc. Acești factori

sînt legați strîns de pierderile de presiune pe circuitul de aer și combustibil al arzătorului care dau la rîndul lor consumul de energie intern al cazanului. Pentru intensificarea procesului de ardere trebuie acționat asupra acelui factor care necesită consumul minim de energie.

În cazul combustibilului gazos, trebuie folosită la maximum presiunea disponibilă a gazului în rețeaua de distribuție, pentru accelerarea omogenizării amestecului aer-combustibil.

În cazul combustibilului lichid, se va urmări obținerea unei finețe mari de pulverizare prin injecția mecanică care reclamă consumul minim de energie pentru pulverizarea față de alte mijloace.

Intensificarea procesului de ardere prin mărirea vitezei aerului în diverse secțiuni ale arzătorului care influențează finețea de pulverizare, gradul de omogenizare și turbulența gazelor în focar, este legată de pierderi de presiune pe circuitul de aer și implicit de un consum ridicat de energie electrică.

Ținînd seama de aceste considerente, bazați pe experiențele efectuate și luînd în considerare posibilitățile tehnice existente în țara noastră, în cadrul acestor cercetări au fost stabilite dimensiunile principale ale unei serii de arzătoare de tipul celui experimentat, și care sînt adecvate focarelor tunel pentru cazane.

ASPECTS DU DÉROULEMENT DU PROCESSUS DE COMBUSTION DANS UN COURANT TOURBILLONNAIRE

RÉSUMÉ

Les auteurs analysent quelques aspects spécifiques de la combustion dans des foyers-tunnel, permettant de déterminer les caractéristiques principales des brûleurs appropriés à ces types de foyers.

En insistant surtout sur les conditions de déploiement des flammes tourbillonnaires dans les foyers-tunnel, ils donnent les courbes caractéristiques de l'évolution du processus de combustion, ainsi que des non-uniformités caractéristiques de ce processus.

Sont présentées, dans l'ensemble, les bases expérimentales conduisant à l'établissement des dimensions optima des brûleurs tourbillonnaires.

INFLUENȚA DIAMETRULUI ȚEVILOR ASUPRA UNOR PARAMETRI FUNCȚIONALI ȘI ECONOMICI AI SCHIMBĂTOARELOR DE CĂLDURĂ DE TIPUL „GAZ-LICHID"

DE

L. COSTEA

Diametrul țevilor suprafețelor de încălzire influențează o serie de parametri funcționali și economici ai schimbătoarelor de căldură.

Parametrii principali influențați de acest diametru sînt:

1. Transferul de căldură și legat de acesta, mărimea, greutatea și gabaritele suprafețelor de încălzire;
2. Pierderile de presiune pe circuitul de gaze și de lichid;
3. Neuniformitatea hidrodinamică și termică în țevile legate în paralel.

În lucrare, se iau în considerare numai suprafețele de încălzire executate din țevi netede, spălate în exterior de fluid transversal sau un anumit unghi.

Calitativ, concluziile pot fi extinse și asupra altori tipuri de suprafețe de încălzire.

Ca metodică de studiu se folosește metoda comparativă, adică, se face un studiu comparativ între indicii amintiți ai unor suprafețe de încălzire din țevi cu diametru diferit. Prin această metodă, se scoate în relief influența calitativă a diametrului țevilor asupra acestor indici și influența cantitativă pentru cazurile concrete luate în considerare.

Notațiile principale folosite:

D — debitul de fluid, m^3/s;
Q — cantitatea de căldură transmisă, kcal/h;
H — suprafața de încălzire, m^2;
G — greutatea suprafeței de încălzire, kg;
t_m — temperatura medie a fluidului, °C;
Δt_m — diferența medie logaritmică de temperatură, °C;

α_c — coeficientul de transmisie a căldurii prin convecție de la gaz la suprafața de încălzire, $\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2\,^\circ\text{Ch}}$;
α_r — coeficientul de transmisie a căldurii prin radiație de la gaz la suprafața de încălzire, kcal/m² °Ch;
K — coeficientul global de transmisie a căldurii kcal/m²°Ch;
W — viteza medie a fluidului în fascicul m/s;
γ — greutatea specifică medie a fluidului în fascicul, kg/m³;
h — pierderile de presiune în fascicul;
d — diametrul țevilor, m;
δ — grosimea peretelui țevilor m;
s' — pasul țevilor în lățimea fasciculului convectiv, m;
s^2 — pasul țevilor în adîncimea fasciculului convectiv, m;
s_e — pasul țevilor de ecran, m;
e — distanța de la axul țevilor la peretele din spatele ecranului, m.

Parametrii însoțiți de indicele i se referă la circuitul interior al fasciculului, iar cei însoțiți de indicele e la circuitul exterior al fasciculului.

Studiul comparativ se face în următoarele ipoteze:

- parametrii D_e, D_i, Q, W_e, W_i, γ_e, γ_i, t_{me}, t_{mi}, Δt_m sînt constanți pentru cazurile comparate;
- suprafețele de încălzire sînt geometric asemenea adică rapoartele $\frac{s'}{d_e}\,\frac{s^2}{d_e}\,\frac{s_e}{d_e}\,\frac{e}{s_e}$ au o valoare, constantă pentru cazurile comparate;
- *depunerile* pe suprafețele de încălzire lipsesc sau sînt suficient de mici pentru a nu influența sensibil secțiunile de curgere a fluidelor;
- direcția de curgere a fluidelor față de axul țevilor este identică pentru cazurile comparate.

1. INFLUENȚA DIAMETRULUI ȚEVILOR ASUPRA TRANSFERULUI DE CĂLDURĂ

1.1. *Transferul de căldură în cazul suprafețelor de radiație.* Suprafețele de radiație ale schimbătoarelor sînt alcătuite din ecrane de țevi amplasate în camera focarului.

Parametrul geometric al ecranelor care influențează asupra fluxurilor termice în focar este coeficientul de eficacitate a ecranelor (X) definit ca o funcție de forma:

$$X = f\left(\frac{s_e}{d_e}, \frac{e}{s_e}\right).$$

Considerînd două focare la care proprietățile radiante ale flacărilor și gazelor sînt identice (grosimea medie a stratului de gaze și compoziția gazelor este identică pentru cele două focare) iar diametrul țevilor de ecran, diferă în cazul în care coeficienții de eficacitate a ecranelor (X) sînt

egali se poate demonstra ușor că mărimea suprafeței de încălzire H nu depinde de diametrul țevilor [3] adică

$$H_1(d_1) = H_2(d_2). \tag{1}$$

Deci în cazul ipotezei *suprafețelor geometric asemenea* ($X_1 = X_2$) transferul de căldură în focar nu este influențat de diametrul exterior al țevilor de ecran.

1.2. *Transferul de căldură în cazul suprafețelor de convecție.* La schimbătoarele de căldură „gaz-lichid", coeficientul global de transmisia căldurii (K) practic este egal cu

$$k = \alpha_c + \alpha_r. \tag{2}$$

Atît α_c cît și α_r sînt dependenți de diametrul țevilor.

Relațiile de dependență sînt de forma

$$\alpha_c = C_1 f_z d^{1-n}, \tag{3}$$

$$\alpha_r = \alpha_{rCO_2} + \alpha_{rH_2O} = C_2 d^{1/3} + C_3 d^{0.6}, \tag{4}$$

în care

C_1 — coeficient care depinde de proprietățile fizice ale gazului și viteza lui în secțiunea de referință a fasciculului;

f_z — coeficient care ține seama de numărul de rînduri de țevi pe direcția de curgere a gazelor în cazul suprafețelor *acvatubulare* sau de raportul între lungimea și diametrul țevilor în cazul celor ignitubulare;

C_2, C_3 — coeficienți care țin seama de proprietățile radiante ale gazului;

d — diametrul exterior al țevilor în cazul suprafețelor acvatubulare sau cel interior în cazul celor ignitubulare.

Considerînd două suprafețe, de încălzire *geometric asemenea* executate din țevi cu diametru diferit, în cazul ipotezelor admise în studiu, se poate scrie relația:

$$\frac{K_1}{K_2} = \frac{\alpha_{c_1} + \alpha_{r_1}}{\alpha_{c_2} + \alpha_{r_2}} = \frac{C_1 f_{z_1} d_1^{1-n} + C_2 d_1^{1/3} + C_3 d_1^{0.6}}{C_1 f_{z_2} d_2^{1-n} + C_2 d_2^{1/3} + C_3 d_2^{0.6}}. \tag{5}$$

Deoarece la suprafețele de încălzire convective $\alpha_c \gg \alpha_r$, pentru calcule comparative se poate face aproximația

$$\frac{K_1}{K_2} \simeq \frac{\alpha_{c_1}}{\alpha_{c_2}} = \frac{f_{z_1} d_1^{1-n}}{f_{z_2} d_2^{1-n}}. \tag{6}$$

Folosirea relației exacte (5) pentru asemenea calcule nu justifică volumul de calcul necesar, deoarece funcția $K = f(d)$ nu are un maxim și minimul ei este în zona diametrelor mari, neutilizate în practică (150 — 300 mm) [3].

Coeficientul de transmisia căldurii influențează direct asupra mărimii suprafeței de încălzire:

$$H = \frac{Q}{uk\,\Delta t_m}, \tag{7}$$

în care u — coeficientul de murdărire al țevilor care, se poate considera independent de diametrul lor.

Din relațiile 6 și 7 se obține

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{f_{z_1}}{f_{z_2}} \cdot \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^{1-n}. \tag{8}$$

Coeficientul f_z este implicit funcție de diametrul țevilor, dar, pentru calcule comparative raportul $\frac{f_{z_1}}{f_{z_2}} \approx 1$ și deci relația (8), devine

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{d_{i_1}}{d_{i_2}}\right)^{1-n} \tag{9}$$

pentru suprafețele ignitubulare și

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{d_{e_2}}{d_{e_1}}\right)^{1-n} \tag{10}$$

pentru suprafețele acvatubulare.

Coeficientul n este funcție de geometria fasciculului.

În figura 1, este reprezentată grafic funcția

$$\frac{H_1}{H_2} = f\left(\frac{d_1}{d_2}\right).$$

Rezultă că din punctul de vedere al mărimii suprafeței de încălzire este avantajoasă, folosirea țevilor de diametru mic.

Din punct de vedere economic, interesează în special greutatea suprafeței de încălzire (G). Aceasta rezultă din relațiile :

$$\begin{aligned} G &= lb \\ l &= \frac{H}{d_i} \text{ (pentru suprafețele ignitubulare)} \\ l &= \frac{H}{d_e} \text{ (pentru suprafețele acvatubulare)} \\ b &= \gamma_m \pi d_m \delta = \gamma_m \pi (d_e - \delta)\delta, \end{aligned} \tag{11}$$

în care

l — lungimea totală de țeavă în fascicul, m ;
b — greutatea pe metru liniar de țeavă, kg/m ;
d_m — diametrul mediu al țevii, m ;
γ_m — greutatea specifică a metalului kg/m^3.

Făcînd raportul greutăților suprafețelor de încălzire (G) în cazul a două fascicule din țevi de diametru diferit, și ținînd seama de relațiile (9 a), (9 b) și 10 se obține

$$\frac{G_1}{G_2} = \left(\frac{d_{i_1}}{d_{i_2}}\right)^{1-n} \frac{d_{e_1} - \delta_1}{d_{e_2} - \delta_2} \cdot \frac{\delta_1}{\delta_2}, \tag{12}$$

pentru suprafețele ignitubulare ;

și

$$\frac{G_1}{G_2} = \left(\frac{d_{e_1}}{d_{e_2}}\right)^{1-n} \frac{d_{e_1} - \delta_1}{d_{e_2} - \delta_2} \cdot \frac{\delta_1}{\delta_2}, \tag{13}$$

pentru suprafețele acvatubulare.

La instalațiile la care presiunea de lucru este redusă, grosimea peretelui țevilor (δ) se alege din considerente tehnologice și de exploatare.

În cazul în care $\delta_1 \leqslant \delta_2$ iar $d_{e_1} < d_{e_2}$ se poate demonstra că există inegalitatea

$$\frac{G_1}{G_2} < \frac{H_1}{H_2} < 1.$$

În figura 2, este reprezentată grafic funcția

$$\frac{G_1}{G_2} = f\left(\frac{d_{e_1}}{d_{e_2}}, d_{e_1}, \delta\right),$$

pentru suprafețele acvatubulare. Curbe similare se pot ridica și pentru cele ignitubulare.

Din această figură rezultă că, cu creșterea grosimii peretelui țevii, pentru același raport $\frac{d_{e_1}}{d_{e_2}}$, scade valoarea raportului $\frac{G_1}{G_2}$, respectiv avantajul folosirii țevilor de diametru mic crește.

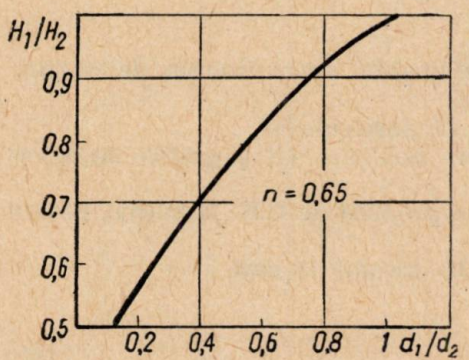


Fig. 1.— Influența diametrului țevilor asupra mărimii suprafeței de încălzire.

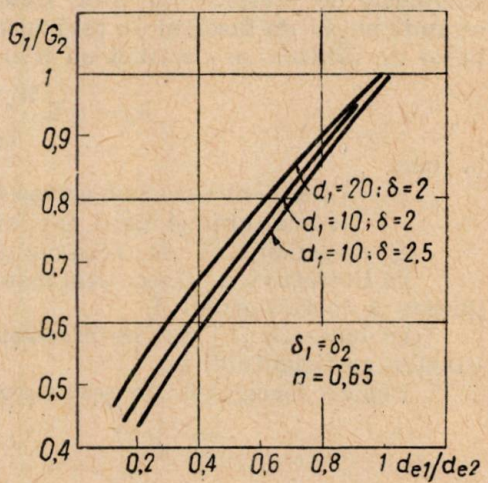


Fig. 2.— Influența diametrului țevilor asupra greutății suprafeței de încălzire.

Pe măsură ce crește diametrul țevilor inegalitatea $\frac{G_1}{G_2} < \frac{H_1}{H_2}$ scade, ca la limită cele două rapoarte să fie practic egale și anume în cazul în care $d_m \simeq d_e$.

În cazul presiunilor de lucru (p) ridicate, grosimea peretelui țevilor (δ) se calculează și are o variație lineară cu diametrul exterior al țevii

$$\delta = Ad_e + B.$$

În acest caz formulele (12) și (13) în ipoteza că $p_1 = p_2$ devin

$$\frac{G_1}{G_2} = \left(\frac{d_{i_1}}{d_{i_2}}\right)^{1-n} \frac{Ad_{e_1} + B}{Ad_{e_2} + B}, \tag{12 a}$$

$$\frac{G_1}{G_2} = \left(\frac{d_{e_1}}{d_{e_2}}\right)^{1-n} \frac{Ad_{e_1} + B}{Ad_{e_2} + B}. \tag{13 a}$$

Din aceste relații rezultă că pentru $d_{e_1} < d_{e_2}$ raportul $\frac{G_1}{G_2} < 1$.

Cu creșterea presiunii de lucru, coeficientul A crește și se poate demonstra că valoarea raportului $\frac{G_1}{G_2}$ scade, mărind avantajul țevilor de diametru mic.

2. INFLUENȚA DIAMETRULUI ȚEVILOR ASUPRA PIERDERILOR DE PRESIUNE

2. 1. *Pierderile de presiune pe circuitul „exterior" al fasciculului.* Pierderile de presiune ale unui fluid care spală transversal sau sub un anumit unghi un fascicul de țevi, atît în prezența cît și în absența schimbului de căldură se exprimă cu o relație de forma

$$h_e = \varphi \xi \frac{W_e^2 \gamma_e}{2g} \text{ mm CA}, \tag{14}$$

în care

φ — coeficient care ține seama de unghiul între direcția de curgere a fluidului și axul țevilor;

ξ — coeficientul de rezistență al fasciculului.

În literatură se găsesc atît metode analitice cît și grafice de determinare a coeficientului ξ.

În lucrarea [1] sînt date relațiile propuse de C.S. Morosov, pentru calculul coeficientului ξ.

Pentru fasciculele de țevi așezate decalat la care

$$\frac{s'}{d_e} < \frac{s^2}{d_e}, \tag{15}$$

$$\xi = (4 + 6{,}6\ m)\, Re_{fl.}^{-0{,}28},$$

iar pentru

$$\frac{s'}{d_e} < \frac{s^2}{d_e}, \tag{16}$$

$$\xi = (5{,}4 + 3{,}4\ m)\, Re_{fl.}^{-0{,}28}$$

Pentru fascicule în coridor

$$\xi = (6 + 9\,m)\left(\frac{s'}{d_e}\right)^{-0{,}23} \mathcal{R}e_{fl.}^{-0{,}26}, \tag{17}$$

în care:

$\mathcal{R}e_{fl.}$ — numărul Reynolds raportat la temperatura medie a fluidului în fascicul;

m — numărul de rînduri de țevi pe direcția de curgere a fluidului.

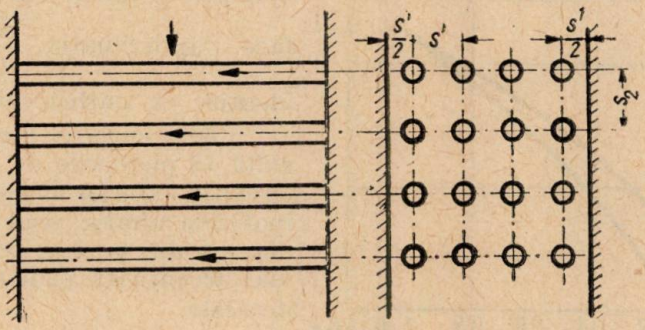


Fig. 3. — Fascicul de convecție.

În cazul unui fascicul de țevi ca în figura 3, se poate arăta că:

$$m = \frac{H_e W_e (s' - d_e)}{\pi d_e D_e}. \tag{18}$$

Relația fiind valabilă și pentru alte tipuri de fascicule.

Considerînd două fascicule din țevi de diametru diferit și făcînd aproximațiile

$$\frac{4 + 6{,}6\,m_1}{4 + 6{,}6\,m_2} \simeq \frac{5{,}4 + 3{,}4\,m_1}{5{,}4 + 3{,}4\,m_2} \simeq \frac{6 + 9\,m_1}{6 + 9\,m_2} \simeq \frac{m_1}{m_2},$$

din relațiile (9), (10), (14), (15), (16), (17), și (18) rezultă pentru fascicule decalate

$$\frac{h_{e_1}}{h_{e_2}} = \left(\frac{d_{e_1}}{d_{e_2}}\right)^{0{,}72-n} \tag{19}$$

la suprafețele acvatubulare și

$$\frac{h_{e_1}}{h_{e_2}} = \left(\frac{d_{e_1}}{d_{e_2}}\right)^{0{,}72} \left(\frac{d_{i_1}}{d_{i_2}}\right)^{-n} \tag{20}$$

la cele ignitubulare.

Pentru fascicule în coridor

$$\frac{h_{e_1}}{h_{e_2}} = \left(\frac{d_{e_1}}{d_{e_2}}\right)^{0{,}74-n} \tag{21}$$

la suprafețele acvatubulare și

$$\frac{h_{e_1}}{h_{e_2}} = \left(\frac{d_{e_1}}{d_{e_2}}\right)^{0,74} \left(\frac{d_{i_1}}{d_{i_2}}\right)^{-n} \tag{22}$$

la cele ignitubulare.

În figura 4 este reprezentată grafic relația (19) pentru $n = 0,6$ curba 1 și relația (21) pentru $n = 0,65$ curba 2. Relațiile (20) și (22) au aluri similare iar în cazul în care se poate face aproximația $\frac{d_{e_1}}{d_{e_2}} \simeq \frac{d_{i_1}}{d_{i_2}}$ sînt identice cu curbele din figura 4.

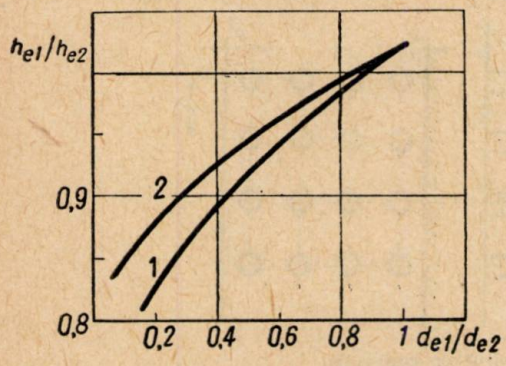


Fig. 4. — Influența diametrului țevilor asupra pierderilor de presiune pe circuitul exterior al fasciculului :

1 — fascicul decalat $n = 0,6$;
2 — fascicul în coridor $n = 0,65$.

Din curbele prezentate rezultă că pierderile de presiune pe circuitul exterior al fasciculului în ipotezele admise, scad cu scăderea diametrului țevilor, scăderea fiind mai accentuată pentru fasciculele decalate.

2.2. *Pierderile de presiune pe circuitul „interior" al fasciculului.* Diametrul interior al țevilor influențează pierderile de presiune prin frecare în țevi și numai în mică măsură pierderile locale.

Pierderile de presiune prin frecare se determină cu relația

$$h_i = \lambda \frac{l}{d_i} \frac{W_i^2 \gamma_1}{2g} \left(\frac{T_{fli}}{T_p}\right)^{0,583}, \tag{23}$$

unde

λ — coeficientul de rezistență prin frecare ;
l — lungimea circuitului (țevii) m ;
T_{fli}, T_p — temperaturile absolute medii ale fluidului din interior și ale pereților țevilor pe toată zona circuitului, °K.

Lungimea circuitului rezultă din relațiile :

$$l = \frac{H_i}{\pi d_i z},$$

$$z = \frac{D_i}{\frac{\pi d_i^2}{4} W_i}, \tag{24}$$

în care z este numărul de țevi legate în paralel (acesta poate diferi de numărul de țevi din planul perpendicular pe direcția de curgere a fluidului în exterior).

Coeficientul de rezistență λ este o funcție de numărul Reynolds ($\mathcal{R}_e$) și de rugozitatea relativă a țevilor $\left(\frac{K}{d}\right)$ adică

$$\lambda = f\left(\mathcal{R}_e, \frac{K}{d}\right).$$

În general, curgerea în schimbătoarele de căldură este în regim turbulent și pentru calculul coeficientului λ în lucrarea [2] se recomandă relația lui Blasius

$$\lambda = \frac{0{,}3164}{\mathcal{R}_{e_p}^{0{,}25}} = \frac{0{,}3164}{\left(\frac{w_i\, d_i}{\nu_{i_p}}\right)^{0{,}25}} \tag{25}$$

(viscozitatea cinematică a fluidului se ia la temperatura peretelui).

Relația este valabilă pentru valori ale lui $\mathcal{R}_e$ cuprinse între 4 000 și 100 000 iar rugozitatea absolută a țevilor (K) nu depășește grosimea stratului limită.

În cazul în care rugozitatea țevilor este mare, în lucrarea [1] este recomandată formula aproximativă

$$\lambda = \frac{0{,}1}{\left(\frac{d}{2K}\right)^{0{,}25}}. \tag{25'}$$

În majoritatea cazurilor la schimbătoarele de căldură se poate aplica relația (25) [2].

Admițînd două fascicule din țevi cu diametru diferit la care regimul de curgere a fluidului prin interiorul țevilor este turbulent, din relațiile (23), (24) și (25) în ipotezele admise anterior rezultă

$$\frac{h_{i_1}}{h_{i_2}} = \left(\frac{d_{i_2}}{d_{i_1}}\right)^{0{,}25} \frac{H_{i_1}}{H_{i_2}}. \tag{26}$$

Ținînd seama de relațiile între suprafața interioară a fasciculului (H_i) și suprafața de încălzire la care se referă coeficientul de transmitere a căldurii (H) din relațiile (9 a), (9 b), (21) rezultă

$$\frac{h_{i_1}}{h_{i_2}} = \left(\frac{d_{i_1}}{d_{i_2}}\right)^{0{,}75-n}, \tag{27}$$

pentru suprafețe *ignitubulare* și

$$\frac{h_{i_1}}{h_{i_2}} = \left(\frac{d_{i_1}}{d_{i_2}}\right)^{0{,}75} \left(\frac{d_{e_1}}{d_{e_2}}\right)^{-n}, \tag{28}$$

pentru suprafețe acvatubulare.

În cazul suprafețelor de radiație din relația (1) și (26) rezultă

$$\frac{h_{i_1}}{h_{i_2}} = \left(\frac{d_{i_2}}{d_{i_1}}\right)^{0{,}25} \tag{29}$$

În figura 5, este reprezentată grafic relația (27) pentru $n = 0{,}65$ iar în figura 6, relația (29).

Făcînd aproximația $\frac{d_{i_1}}{d_{i_2}} \simeq \frac{d_{e_1}}{d_{e_2}}$ relația (23) devine identică cu relația (22).

Din figurile 5 și 6 rezultă că din punctul de vedere al pierderilor de presiune pe circuitul interior al fasciculului în cazul suprafețelor de con-

Fig. 5. — Influența diametrului țevilor asupra pierderilor de presiune pe circuitul interior al fasciculului pentru suprafețe de convecție.

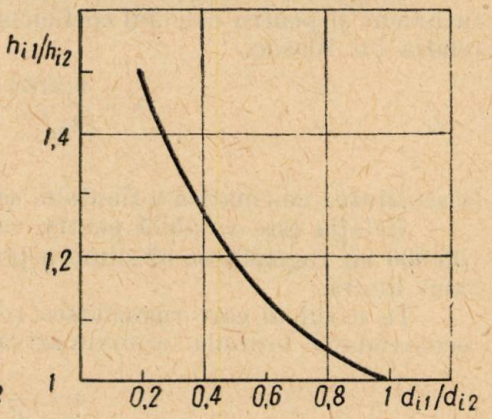


Fig. 6. — Influența diametrului țevilor asupra pierderilor de presiune în interiorul țevilor pentru suprafețe de radiație.

vecție este avantajoasă folosirea țevilor de diametru mic (fig. 5) iar la cele de radiație țevile de diametru mare (fig. 6).

3. INFLUENȚA DIAMETRULUI ȚEVILOR ASUPRA NEUNIFORMITĂȚII HIDRODINAMICE ȘI TERMICE

Fasciculele de țevi ale schimbătoarelor de căldură din punct de vedere al circulației fluidului prin interiorul țevilor (circuitul interior) formează un sistem de circuite legate în paralel între colectoarele schimbătorului.

La circuitele legate în paralel din cauza neuniformității rezistențelor hidraulice apare neuniformitatea hidrodinamică și termică, adică o repartiție și o încălzire inegală a fluidului pe circuite, chiar în ipoteza că fluxul de căldură pe circuite este egal.

Siguranța în funcționare a schimbătoarelor este strîns legată de această, neuniformitate, în special la cele de tip *acvatubular*. La acestea, neuniformitatea debitului poate duce la scoaterea din funcțiune a schimbătorului prin supraîncălziri locale ale țevilor sau alte fenomene ce apar din această cauză.

Pentru acest tip de schimbătoare, în cele ce urmează se va studia influența numărului de țevi legate în paralel și implicit în ipotezele ad-

mise a diametrului lor asupra neuniformității hidrodinamice și termice a circuitului.

Debitul de fluid printr-un circuit u al fasciculului se deduce dintr-o relație de forma

$$\Delta h_i = \lambda_u \frac{l_u}{d_i} \frac{W_u^2 \gamma_u}{2g} \left(\frac{T_{fl_u}}{T_{p_u}}\right)^{0,583} + \Sigma \xi_u \frac{W_{\xi u}^2 \gamma_u}{2g}, \tag{30}$$

unde

Δh_i — pierderea de presiune între colectorul de intrare și cel de ieșire al fasciculului considerat;
λ_u — coeficientul de rezistență prin frecare al circuitului u;
l_u — lungimea circuitului u;
w_u — viteza fluidului în circuitul u;
$w_{\xi u}$ — viteza fluidului în secțiunile de referință a rezistențelor locale de pe circuitul u;
γ_u — greutatea specifică medie a fluidului din circuitul u;
T_{fl_u}, T_{p_u} — temperatura absolută medie a fluidului și a peretelui țevii circuitului u.

În cazul lichidelor se poate considera că $\frac{T_{fl_u}}{T_p}$ λ_u și γ_u sînt parametrii constanți și nu depind de debitul de fluid prin circuite. În acest caz, relația (30) se poate scrie sub forma

$$\Delta h_i = R_u D_u^2, \tag{31}$$

în care:

R_u — coeficientul de rezistență global al circuitului u;
D_u — debitul de fluid prin circuitul u.

Considerînd că fasciculul de țevi este format din z circuite în paralel, scriind relația (31) pentru fiecare circuit și însumînd debitele se obține

$$D_i = \sum_{u=1}^{z} D_u = \sqrt{\Delta h_i} \sum_{u=1}^{z} \sqrt{\frac{1}{R_u}}. \tag{32}$$

Din relațiile (31) și (32) se poate deduce repartiția debitului de lichid pe cele z circuite legate în paralel

$$\frac{D_u}{D_i} = \frac{1}{\sqrt{R_i} \sum_{u=1}^{z} \sqrt{\frac{1}{R_u}}}. \tag{33}$$

Definind coeficientul de neuniformitate hidrodinamică (ψ_h) prin raportul

$$\psi_{hu} = \frac{D_m}{D_{ru}}, \tag{34}$$

unde:

D_m — debitul mediu de lichid, adică debitul care ar exista în circuit în ipoteza unei repartiții egale a debitului pe circuite;
D_{ru} — debitul real prin circuitul u.

Deoarece $D_m = \frac{D_i}{z}$ din relațiile (33) și (34) rezultă

$$\psi_{hu} = \sqrt{R_u} \sum_{\mu=1}^{z} \sqrt{\frac{1}{R_u}}. \tag{35}$$

Considerăm că fluxurile termice pe circuitele fasciculului sînt egale și nu sînt influențate de neuniformitatea hidrodinamică adică

$$\begin{aligned} q &= D_i \Delta i_1 = D_2 \Delta i_u = \ldots = D_z \Delta i_z, \\ Q &= zq, \end{aligned} \tag{36}$$

în care :

q — fluxul termic pe un circuit, kcal/h ;
Δi_u — creșterea entalpiei fluidului în circuitul u.

Definind coeficientul de neuniformitate termică prin raportul

$$\psi_{tu} = \frac{i_{ru} - i_0}{i_m - i_0}, \tag{37}$$

în care :

i_{ru} — entalpia reală a lichidului la ieșirea din circuitul u, kcal/kg ;
i_m — entalpia medie a lichidului la ieșirea din circuitele fasciculului, kcal/kg ;
i_0 — entalpia fluidului la intrarea în circuite, kcal/kg.

În ipoteza fluxurilor termice pe circuite constante, se pot scrie relațiile :

$$\begin{aligned} i_{ru} - i_0 &= \frac{q}{D_{ru}}, \\ i_m - i_0 &= \frac{q}{D_m}. \end{aligned} \tag{38}$$

Din relațiile (34) și (38) rezultă

$$\psi_{tu} = \frac{D_m}{D_{ru}} = \psi_{hu}. \tag{39}$$

Deci, coeficientul de neuniformitate hidrodinamică al unui circuit ($\psi_{h'}$) este egal cu coeficientul de neuniformitate termică a circuitului respectiv (ψ_t) în cazul fluxurilor termice q constante pe circuite,

Pentru o funcționare normală și sigură a schimbătorului de căldură coeficientul de neuniformitate termică nu trebuie să depășească o anumită valoare, valoare determinată de entalpia maximă admisibilă a fluidului la ieșirea din circuitele suprafeței de încălzire (i_{max}).

Rezultă că pentru fiecare pereche de valori i_m, i_0 există un coeficient de neuniformitate termică admisibil (ψ_{ta})

$$\psi_{ta} = \frac{i_{max} - i_0}{i_m - i_0}. \tag{40}$$

Entalpia i_{max} este determinată de anumite condiţii impuse schimbătorului de căldură. Astfel, la cazanele de apă caldă sau fierbinte de tip acvatubular, se pune condiţia ca în ţevile suprafeţei de încălzire să nu existe vaporizări parţiale ale apei. În acest caz, i_{max} este funcţie de presiunea apei în instalaţie şi deci este un parametru cunoscut. De asemenea, entalpiile i_m şi i_0 sînt cunoscute pentru o sarcină dată a cazanului.

Cunoscînd aceşti parametri se poate determina valoarea admisibilă a coeficientului de neuniformitate termică.

Din cele prezentate rezultă că pentru fiecare circuit al schimbătorului de căldură să fie respectată relaţia

$$\psi_{hu} \leqslant \psi_{ta}. \tag{41}$$

Apare astfel necesitatea de a rezolva ecuaţia (35) pentru fiecare circuit şi a verifica relaţia (41), — pentru diverse valori ale lui z şi ale coeficienţilor globali de rezistenţă R. Din compararea rezultatelor obţinute, se poate deduce influenţa numărului de ţevi asupra neuniformităţii hidrodinamice şi termice.

Pentru determinarea acestei influenţe din punct de vedere calitativ, în cele ce urmează se studiază un caz particular.

Se consideră o suprafaţă de încălzire formată din z circuite legate în paralel. Admitem că $(z-1)$ din aceste circuite au coeficienţii globali de rezistenţă hidraulică (R) egali

$$R_1 = R_2 = R_3 = \ldots = R_z = R_0,$$

iar un circuit u are coeficientul R diferit, adică

$$R_u = \frac{R_0}{a}.$$

Rezolvînd ecuaţia (35) pentru circuitul u în acest caz particular, se obţine

$$\psi_{hu} = \frac{(z-1) + \sqrt{a}}{z\sqrt{a}}. \tag{42}$$

Celelalte circuite au coeficienţii de neuniformitate hidrodinamică egali între ei $\psi_{h_1} = \psi_{h_2} = \psi_{h_3} = \ldots = \psi_{hz}$ şi se determină din relaţia

$$\psi_{hz} = \frac{D_m}{D_{rz}} = \frac{(z-1) + \sqrt{a}}{z}. \tag{43}$$

După cum s-a arătat anterior, pentru oricare circuit trebuie să fie respectată relaţia (41) adică

$$\psi_{hu} = \frac{(z-1) + \sqrt{a}}{z\sqrt{a}} \leqslant \psi_{ta} \tag{44}$$

$$\psi_{hz} = \frac{(z-1) + \sqrt{a}}{z} \leqslant \psi_{ta} \tag{45}$$

În figura (7) sînt reprezentate grafic funcțiile

$$\psi_{hu} = f(a, z),$$

$$\psi_{hz} = f(a, z).$$

Din curbele prezentate rezultă că pentru valori ale coeficientului $a < 1$, coeficientul de neuniformitate hidrodinamică $\psi_{hz} > 1$ adică prin

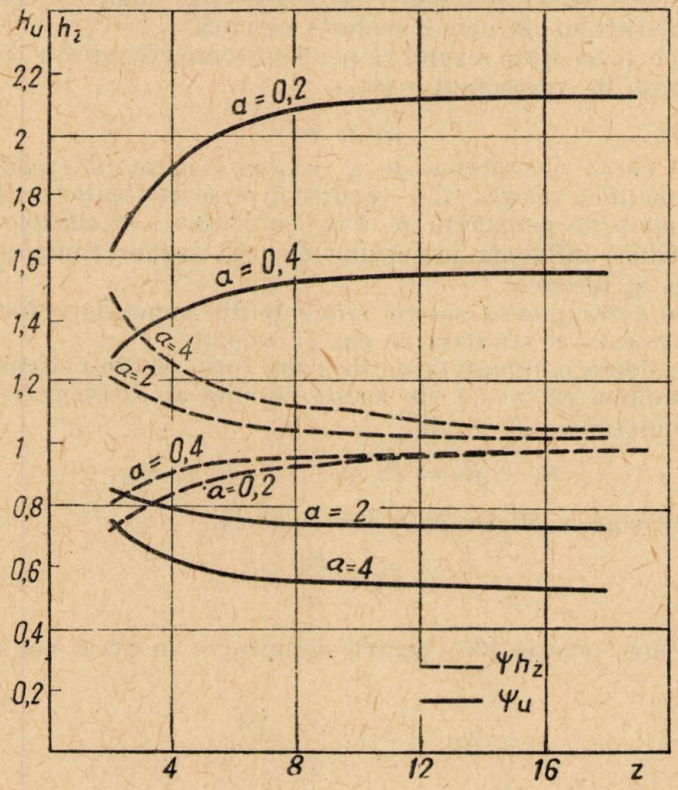


Fig. 7. — Influența numărului de țevi legate în paralel asupra neuniformității hidrodinamice.

circuitul u debitul de fluid este mai mic decît debitul mediu, iar coeficientul $\psi_{hz} < 1$ adică prin restul circuitelor debitul este mai mare decît debitul mediu. Pentru valori ale lui $a > 1$ coeficientul $\psi_{hu} < 1$ iar coeficientul $\psi_{hz} > 1$ respectiv $D_u > D_m$ iar $D_z < D_m$.

Numărul de țevi legate în paralel z influențează puțin asupra neuniformității hidrodinamice, influența fiind mai accentuată la valori mici ale coeficientului a ($a \ll 1$). Astfel, pentru $a = 0,2$ (ceea ce înseamnă că circuitul u are coeficientul de rezistență hidraulică (R_u) de 5 ori mai mare decît restul circuitelor) pentru $z = 4$, $\psi_{hu} = 1,9$, iar pentru $z = 20$, $\psi_{hu} = 2,2$, deci o creștere a coeficientului de neuniformitate hirodinamică de 13,5%.

După cum s-a arătat anterior, valoarea maximă admisibilă a coeficientului ψ_h este determinată de valoarea admisibilă a coeficientului de neuniformitate termică ψ_{ta}. În cazul unei instalații la care se cunoaște coeficientul ψ_{ta} se poate determina numărul maxim de țevi legate în paralel (z_{max}) pentru diverse valori ale coeficientului a care caracterizează, neuniformitatea rezistențelor hidraulice.

Astfel, pentru $\psi_{ta} = 1{,}4$ și $a = 0{,}4$ numărul maxim de țevi legate în paralel $z_{max} = 4$. Pentru $\psi_{ta} = 1{,}6$ și $a = 0{,}4$ numărul de țevi legate în paralel nu este limitat din punct de vedere al neuniformității hidrodinamice. În cazul în care coeficientul a are valori mari ($a \gg 1$) poate fi limitat și numărul minim de țevi legate în paralel z_{min} (exceptînd cazul $z = 1$). Astfel, pentru $\psi_{ta} = 1{,}4$ și $a = 4$, $z_{min} = 3$.

Din acest caz, particular, rezultă că numărul de țevi legate în paralel nu influențează în măsură mare neuniformitatea hidrodinamică, influența fiind sensibilă numai în cazul unei neuniformități mari a coeficienților globali de rezistență hidraulică (R).

Peste un anumit număr de țevi, practic neuniformitatea hidrodinamică nu este influențată de z.

În cazul ipotezelor admise în studiu (D_i și W_i sînt parametri constanți) între numărul de țevi legate în paralel și diametrul interior al evilor există o relație de forma

$$z = \frac{A}{d_i},$$

deci folosirea unui număr mare de țevi legate în paralel implică folosirea țevilor de diametru mic. Pe baza celor prezentate anterior, rezultă că diametrul țevilor influențează puțin neuniformitatea hidrodinamică.

Numai în cazul în care coeficienții globali de rezistență (R) diferă mult de la circuit la circuit și coeficientul de neuniformitate termică admis este mic diametrul minim al țevilor poate fi limitat din considerente de neuniformitate hidrodinamică. Aceste concluzii sînt valabile în ipoteza admisă la începutul studiului că nu există *depuneri* pe suprafețele de încălzire sau că acestea sînt suficient de mici și nu schimbă caracteristicile hidraulice ale circuitelor.

Depunerile pe suprafața interioară a țevilor pot duce la coeficienți R foarte diferiți de la circuit la circuit și în acest caz, numărul de țevi legate în paralel, poate influența funcționarea instalației și anume, pe unele circuite să fie depășită valoarea coeficientului de neuniformitate termică admis ψ_{ta}. În această situație, sînt avantajoase țevile de diametru mare.

4. CONCLUZII

Din studiul prezentat rezultă că la alegerea diametrului țevilor folosite pentru executarea suprafețelor de încălzire a schimbătoarelor de căldură, este necesar să fie luate în considerare aspectele funcționale și economice influențate de acest diametru.

Consumul de metal este mai mic în cazul folosirii țevilor de diametru mic decît în cazul țevilor de diametru mare.

Pierderile de presiune pe circuitul exterior al fasciculului în ipotezele admise, scad cu scăderea diametrului țevilor.

În cazul fasciculelor de convecție pierderile de presiune prin țevi în ipotezele admise sînt mai mici în cazul folosirii țevilor de diametru mic.

Pentru fasciculele de radiație micșorarea diametrului țevilor duce la creșterea pierderilor de presiune în țevi.

Neuniformitatea hidrodinamică în general nu limitează diametrul țevilor. În anumite cazuri, ea poate limita atît diametrul minim cît și cel maxim al țevilor.

Aspectele funcționale și economice amintite împreună cu problemele de natură tehnologică, sînt elementele care trebuie să stea la baza alegerii diametrului țevilor pentru schimbătoarele de căldură.

INFLUENCE DU DIAMÈTRE DES TUBES SUR CERTAINS PARAMÈTRES FONCTIONNELS ET ÉCONOMIQUES DES ÉCHANGEURS DE CHALEUR DU TYPE « GAZ-LIQUIDE »

RÉSUMÉ

Fondé sur une étude comparative des principaux paramètres des surfaces de chauffe, susceptibles d'être influencés par le diamètre des tubes, l'auteur indique les critères devant se trouver à la base du choix de ce diamètre dans les projets d'échangeurs de chaleur du type «gaz-liquide».

Il fait ressortir les avantages économiques qu'offre l'utilisation des tubes de petit diamètre, et indique les facteurs limitant ce diamètre.

BIBLIOGRAFIE

1. М. А. Михеев, *Основы теплопередачи.* Государственное энергетическое издательство, Москва, 1949.
2. * * * *Norme pentru calculul circuitului de gaze al agregatelor de cazane.* Editura Oficiul de presă, editură și documentare, M.E.E., 1952.
3. Petre Vezeanu, *Influența diametrului țevilor asupra construcției cazanelor de abur cu țevi de apă.* Metalurgia și construcția de mașini, București, *1* (1961).

STUDIUL VARIERII AVANSULUI LA DECLANȘAREA SCÎNTEII ELECTRICE ÎN FUNCȚIE DE DEPRESIUNE, LA MOTOARELE CU ARDERE INTERNĂ

DE

C. A. VASILESCU, I. ȘTEFAN și B. BARBESCU

Motoarele cu aprindere prin scînteie de autovehicul, funcționează majoritatea timpului la sarcini parțiale și prin urmare o sursă importantă de reducere a consumului de combustibil o constituie ameliorarea randamentului efectiv al motorului la aceste regimuri. Problema se rezolvă în special prin asigurarea unei variații a avansului la aprindere cu depresiunea din aspirație. În general, există dificultăți de a se asigura variația avansului după curba optimă deoarece, pe de o parte, la sarcinile mari apare tendința la detonație și, pe de altă parte, la sarcinile reduse intervine limitativ caracteristica de variație a dispozitivului mecanic utilizat.

În lucrarea de față se analizează modul în care trebuie să varieze legea avansului cu depresiunea din sistemul de aspirație al motorului și posibilitățile de a o satisface.

Soluțiile sînt particularizate pentru motorul SR-101.

1. Varierea automată a avansului la aprindere cu depresiunea se face în general prin intermediul unui element de comandă alcătuit dintr-o membrană încărcată de un resort elicoidal care asigură o caracteristică lineară de variație a avansului. Un opritor limitează varierea avansului la o anumită valoare a depresiunii (cca $\Delta_{p_c} = 400$ mm mercur în cazul distribuitorului 4 D6). Reglajul avansului fix se face astfel încît motorul să nu detoneze nici la plină sarcină și nici la sarcinile parțiale mari. Un punct critic în funcționarea motorului îl constituie momentul în care economizorul iese din funcție, dozajul sărăcindu-se brusc, astfel că la depresiuni de ordinul a $\Delta_{p_c} \cong 100$ mm Hg (pentru motorul SR—101) apare un regim cu o tendință mai pronunțată la detonație.

În figura 1 se prezintă prin curba *a* modul în care variază avansul la limite de detonație pentru un combustibil cu cifra octanică CO $\cong$ 76 o dată cu varierea sarcinii. Se observă două porțiuni ale curbei : de la

plină sarcină pînă în punctul A, ramura pe care funcţionează îmbogăţitorul şi apoi ramura dozajelor economice. Curba b reprezintă curba avansului optim care este aproximată prin curba c, dată de dispozitivul de variere în funcţie de depresiune. În cazul în care se foloseşte un combustibil de o cifră octanică mai scăzută se obţine o altă curbă d de variaţie

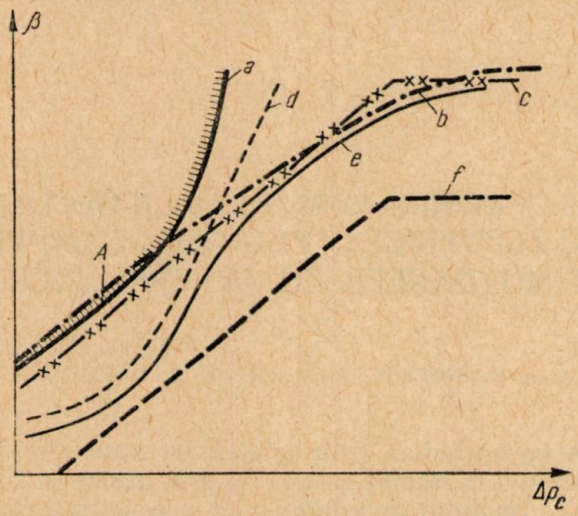


Fig. 1. — Modul de variere al avansului la declanşarea scînteii electrice cu valoarea depresiunii în carburator; a — curba avansului la limita de detonaţie pentru o benzină de cifră octanică ridicată; b - curba avansului optim; c-curba avansului lin ar dat de dispozitivul cu membrană şi resort; d-curba avansului la limita de detonaţie pentru un combustib l de cifră octanică scăzută; e-curba avansului optim posibil; f-curba avansului redus.

a avansului la limite de detonaţie; ca urmare, legea de variaţie a avansului e (curba avansului optim posibil), va trebui să urmeze mai întîi curba avansului la limita de detonaţie şi apoi curba avansului optim. În literatura romînească [1] s-a propus să se utilizeze în cazul folosirii unui combustibil cu o cifră octanică necorespunzătoare varierea avansului la declanşarea scînteii electrice după curba avansului optim posibil, care va duce la consumuri de combustibil mult mai mici decît dacă motorul ar funcţiona după curba f care reprezintă o variaţie lineară a avansului cu depresiunea, însă pornind de la o valoare redusă (în afara regimului detonant) a avansului fix.

În continuare se reprezintă în sistemul de axe presiune medie p_e, turaţie n, curbele caracteristice obţinute la bancul de probe la încercarea unui motor ZIS-120 cu un combustibil avînd o cifră octanică redusă (CO = 60) în cazul în care funcţionează cu o valoare redusă a avansului la declanşarea scînteii electrice (fig. 2) şi în cazul în care funcţionează după curba avansului optim posibil (fig. 3).

Analiza acestor diagrame arată că la o sarcină parțială (corespunzătoare unei depresiuni în carburator de $\Delta_{p_c} = 364$ mm Hg, avansul la declanșarea scînteii electrice realizat în cazul reglajului din figura 2, are valori de $12 \div 15°$ și consumul de combustibil este de cca $b_e = 355$ g/C.P.h

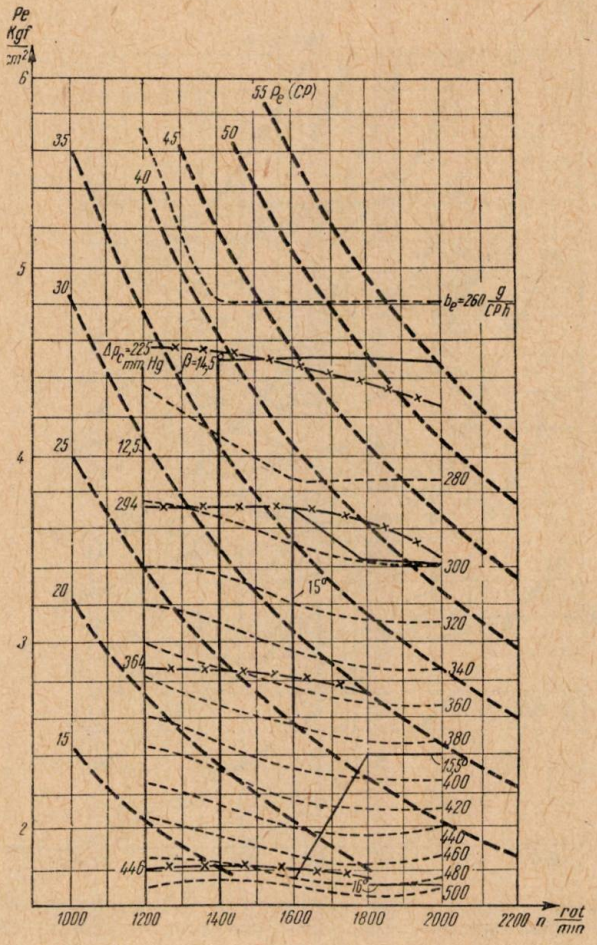


Fig. 2. — Caracteristicile motorului ZIS-120 pentru funcționare după legea de variație a avansului dată de distribuitorul P-21 cu avansul fix redus la $\beta_f = -5°$; $\varepsilon = 6{,}47$; CO = 60.

(la 1 600 rot/min) în cazul reglării avansului la declanșarea scînteii electrice după curba optimă posibilă, la aceeași valoare a depresiunii, avansul la declanșarea scînteii electrice devine $\beta = 25 \div 26°$ ceea ce conduce la un consum de combustibil micșorat de $b_e = 325$ g/C.P.h.

2. Există mai multe posibilități de a realiza variații automate ale avansului la declanșarea scînteii electrice cu depresiunea, astfel ca să se

obțină consumuri cît mai reduse de combustibil la sarcini parțiale. În figura 4 s-a desenat curba *a* limita avansului la detonație în cazul utilizării unui combustibil de cifră octanică redusă, curba *b* avansul optim și curba *c* avansul liniar realizat de dispozitivul clasic căruia i s-a micșorat

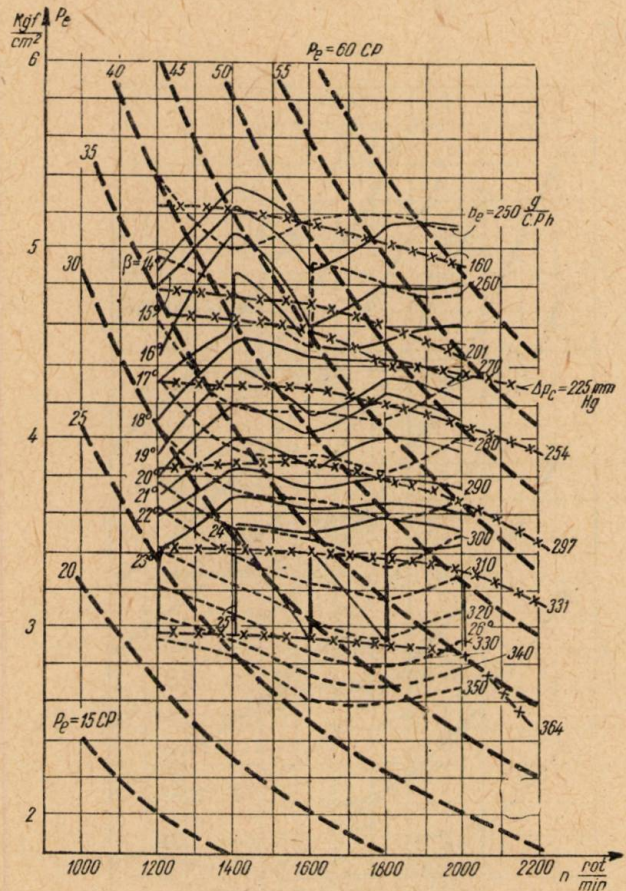


Fig. 3. — Caracteristicile motorului ZIS—120 pentru funcționarea după legea de variație a avansului optim posibil ε = 6,47; CO = 60.

avansul fix. Este evident că această lege de variere a avansului este necorespunzătoare. De aceea se propun mai multe soluții:

— modificarea caracteristicii resortului dispozitivului automat, astfel încît în domeniul sarcinilor parțiale să poată îmbrăca curba reglajului optim, iar în domeniul plinei sarcini să aibă o valoare constantă a avansului la declanșarea scînteii electrice (curbele *d* și *e* în fig. 4). Sistemul va duce la economii importante de combustibil la sarcini parțiale; în schimb, la plină sarcină consumul de combustibil va fi mărit. Acest lucru influ-

enţează mai puţin asupra economicităţii generale a motorului dat fiind că acesta funcţionează o mică parte din viaţa lui la plină sarcină. Valoarea redusă a avansului la declanşarea scînteii electrice la sarcinile mari va conduce însă la micşorarea dinamicităţii autovehiculului;

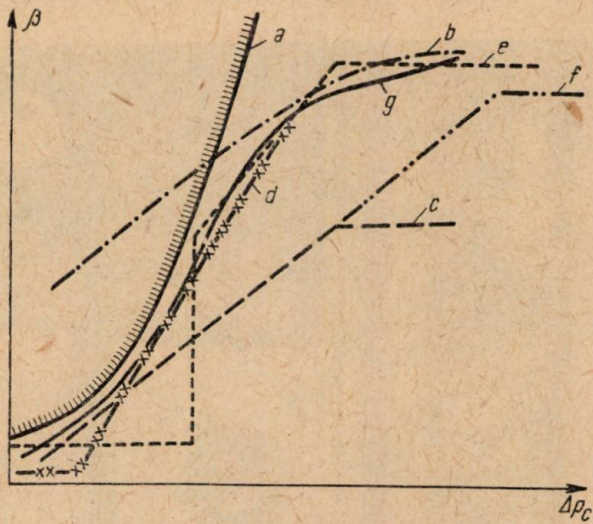


Fig. 4. — Modul de variere al avansului la declanşarea scînteii electrice cu valoarea depresiunii din carburator; *a*-curba avansului la limita de detonaţie; *b*-curba avansului optim; *c*-curba avansului dat de dispozitivul cu capsulă; *d*, *e*-curba de avans avînd la sarcinile mari valori constante ale avansului; *f*-curbă de avans dat de dispozitivul cu capsulă şi prelungit pînă la valoarea avansului optim; *g*-curba avansului optim posibil.

— modificarea sistemului existent de blocare a dispozitivului de variere a avansului la declanşarea scînteii electrice cu depresiunea, astfel ca să se poată obţine valori mai importante ale avansului la sarcinile mici realizînd o dreaptă mai apropiată de curba avansului optim (curba *f* fig. 4.) Acest sistem de reglaj este mai puţin economic decît cel anterior la sarcinile parţiale, în schimb duce la un consum specific mai redus la sarcinile mari şi în orice caz la o dinamicitate sporită a autovehiculului;

— folosirea legii de avans optim posibil (curba *g* fig. 4) care evident, pentru motorul şi combustibilul dat, va conduce la rezultatele cele mai bune.

3. Pentru a cerceta legea de variaţie a avansului cu depresiunea, s-a realizat o instalaţie pentru încercat distribuitoare de aprindere (fig. 5), la care se poate urmări şi influenţa turaţiei. La această instalaţie rotirea axului distribuitorului se face prin intermediul unui motor electric de curent continuu şi turaţie variabilă, iar valoarea avansului se determină pe un disc gradat citind scînteia electrică produsă periodic, între un indicator care se roteşte o dată cu axul distribuitorului şi acest disc. Menţionăm că turaţiile n' şi unghiurile β' citite, reprezintă jumătatea valorii

lor măsurate la arborele cotit. Drept motor de antrenare s-a folosit un generator electric de autoturism, la care prin varierea simultană a tensiunii de alimentare și a tensiunii de excitație s-au obținut turații stabile și variabile în mod continuu. Depresiunea s-a realizat stabil și variabil în mod continuu cu ajutorul unei trompe de vid din sticlă de construcție

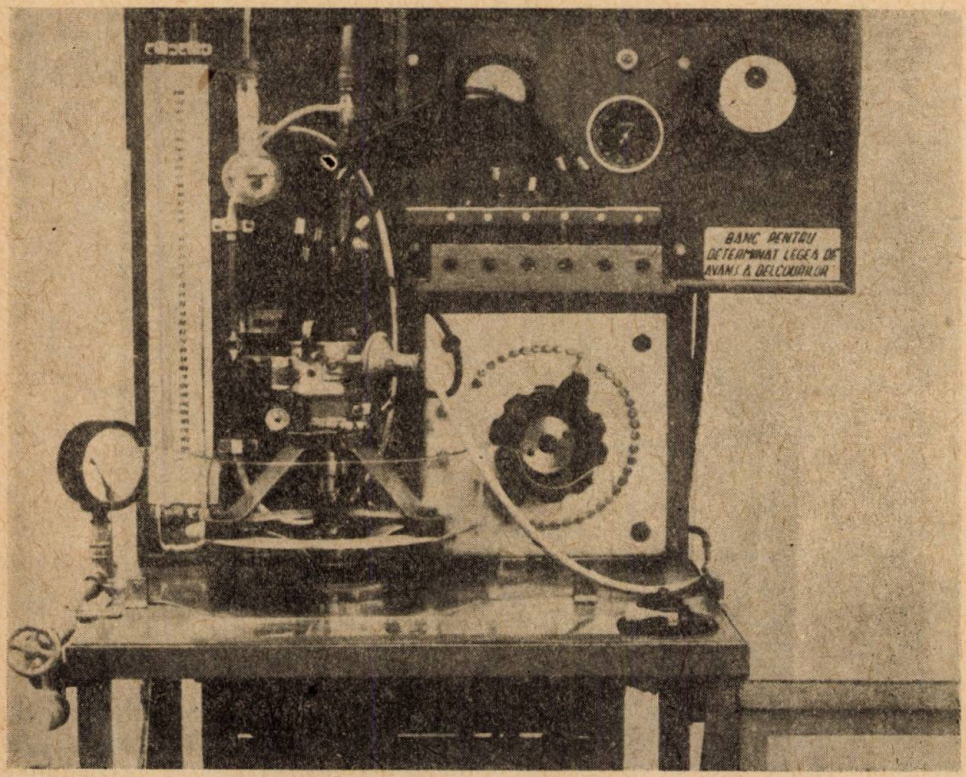


Fig. 5. — Instalația pentru încercat distribuitoare de aprindere.

obișnuită, folosită în laboratoarele de chimie. Depresiunea maximă atinsă a fost de $\Delta_{pc} = 500$ mm Hg varierea acesteia, obținîndu-se prin modificarea debitului de apă cu ajutorul unui robinet (fig. 6). În schema instalației prezentată este introdus și un balon în care se strînge apa care la regimurile tranzitorii poate pătrunde în circuitul depresiunii.

Încercările pe motor s-au făcut pe un banc de probă folosindu-se fie motor ZIS-120, fie SR-101.

4. Realizarea unei legi liniare a avansului la declanșarea scînteii electrice, apropiată — în domeniul sarcinilor parțiale — de legea avansului optim posibil, conduce la menținerea avansului constant în domeniul sarcinilor mari. După necesități se poate folosi o caracteristică de avans care să nu treacă prin originea axelor de coordonate (curba *d* fig. 4) sau o

caracteristică care să fie mai înclinată, trecînd prin originea axelor de coordonate (curba *e* fig. 4). Prima caracteristică, se realizează foarte simplu atacînd mai tîrziu platoul rotitor al distribuitorului. Pentru aceasta este suficient să se asigure un joc corespunzător în articulația tijei care face legătura dintre membrana capsulei și platoul rotitor.

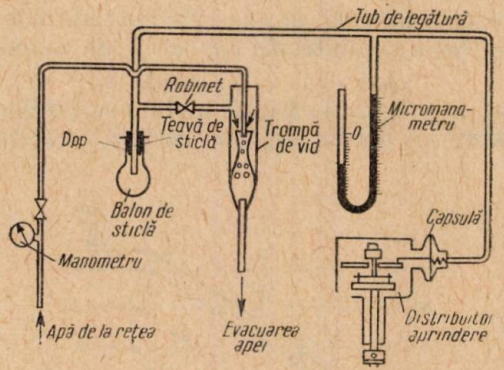


Fig. 6. — Schema instalației pentru realizat depresiuni la încercarea distribuitorului de aprindere.

A doua caracteristică, se realizează prevăzînd o supapă automată în circuitul depresiunii care să se deschidă la o anumită valoare a acesteia. În figura 7 se arată o secțiune prin dispozitivul experimental folosit, care

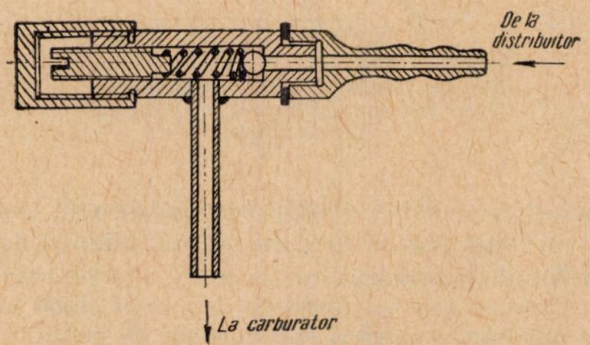


Fig. 7. — Supapă automată experimentală pentru suspendarea acțiunii depresiunii.

permite reglarea valorii depresiunii la care se deschide supapa. Încercările efectuate au arătat că valoarea la care trebuie să intervină supapa este în jurul punctului la care se termină acțiunea economizorului, adică $\tilde{\Delta}_{cp} \cong 100$ mm mercur. În figura 8 se prezintă comparativ caracteristicile distribuitorului P-21 normal și cu supapă de depresiune, iar în

figura 9 unele rezultate experimentale obţinute prin introducerea supapei la distribuitorul 4 D6.

Curbele pline arată valoarea consumului specific ce s-a obţinut pentru un reglaj al avansului fix $\beta_f = -13°$ care la plină sarcină asigură funcţionarea în afara limitei de detonaţie. Evident că la sarcini parţiale valoarea avansului rezultat va fi nesatisfăcătoare şi consumul specific va fi mărit, ceea ce se poate corecta folosind la sarcinile parţiale alte valori ale avansului, conform unei legi apropiate de cea dată de avansul fix $\beta_f = -10°$ (liniile punctate).

S-a remarcat mai înainte că în domeniul sarcinilor mari acest sistem va conduce la consumuri mărite de combustibil. Evident că se poate ame-

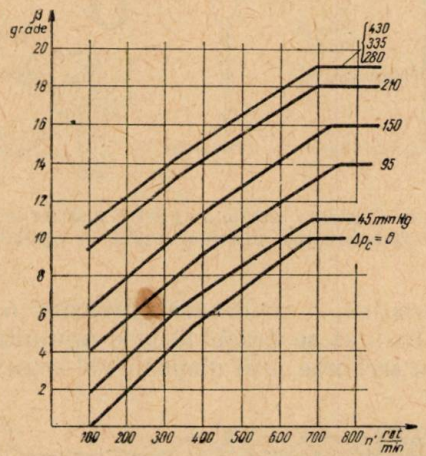


Fig. 8. — Caracteristicile distribuitorului P-21 obţinute la bancul de încercat distribuitoare.

liora această situaţie corectînd debitul economizorului, deoarece motorul funcţionează la un avans mai redus şi deci în afara limitei de detonaţie sau, lăsînd acelaşi debit al economizorului dar mărind puţin valoarea avansului fix, ceea ce presupune că se va admite o detonaţie slabă la plină sarcină, care va dispare imediat ce sarcina se reduce cît de puţin.

Rămîne însă ca o deficienţă a acestui sistem scăderea capacităţii de accelerare a autovehiculului ca urmare a faptului că la sarcinile mari avansul este în oarecare măsură necorespunzător.

5. O soluţie ce dă întotdeauna rezultat (cînd în mod sistematic urmează a se folosi un combustibil de cifră octanică scăzută) este prelungirea variaţiei lineare a avansului la sarcinile parţiale pînă la valoarea avansului optim (curba *f*, fig. 4). Acest lucru va aduce economii cu atît mai însemnate cu cît rezerva de putere a motorului este mai mare, deoarece

funcționarea la sarcinile parțiale este mai îndelungată. În cazul concret al distribuitorului 4 D6, modificarea platoului rotitor al acestuia conform figurii 10 duce la schimbarea caracteristicii sale conform figurii 11. Mări-

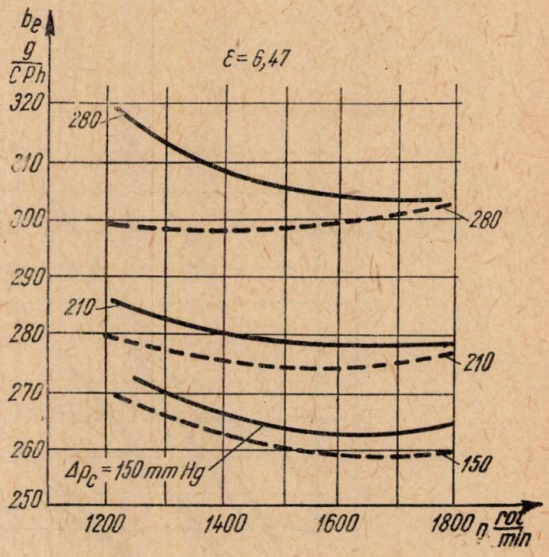


Fig. 9. — Diagrama consumului specific în funcție de turație la diferite valori ale depresiunii în carburator; motor SR-101; $\varepsilon = 6{,}47$; CO = 60; distribuitor 4 D6, linia plină-consumul obținut la distribuitorul normal; linia punctată consumul obținut la distribuitorul cu supapă.

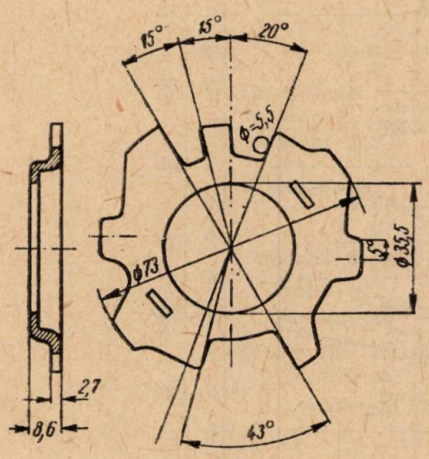


Fig. 10. — Platoul rotitor al distribuitorului 4 D6, modificat.

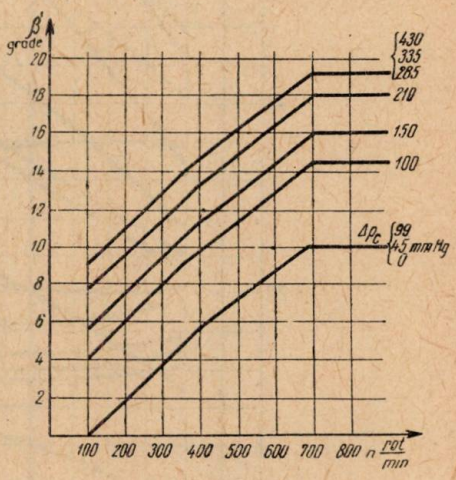


Fig. 11. — Caracteristicile distribuitorului, 4 D6, modificat-ridicate la bancul de încercat distribuitoare.

rea avansului la declanșarea scînteii electrice la sarcinile parțiale la valoarea avansului optim, conduce la caracteristici îmbunătățite de consum de combustibil (fig. 12).

6. Cea mai interesantă soluționare a problemei constă în realizarea curbei de variație a avansului după legea avansului optim posibil. Această soluționare poate fi încercată prin următoarele metode :

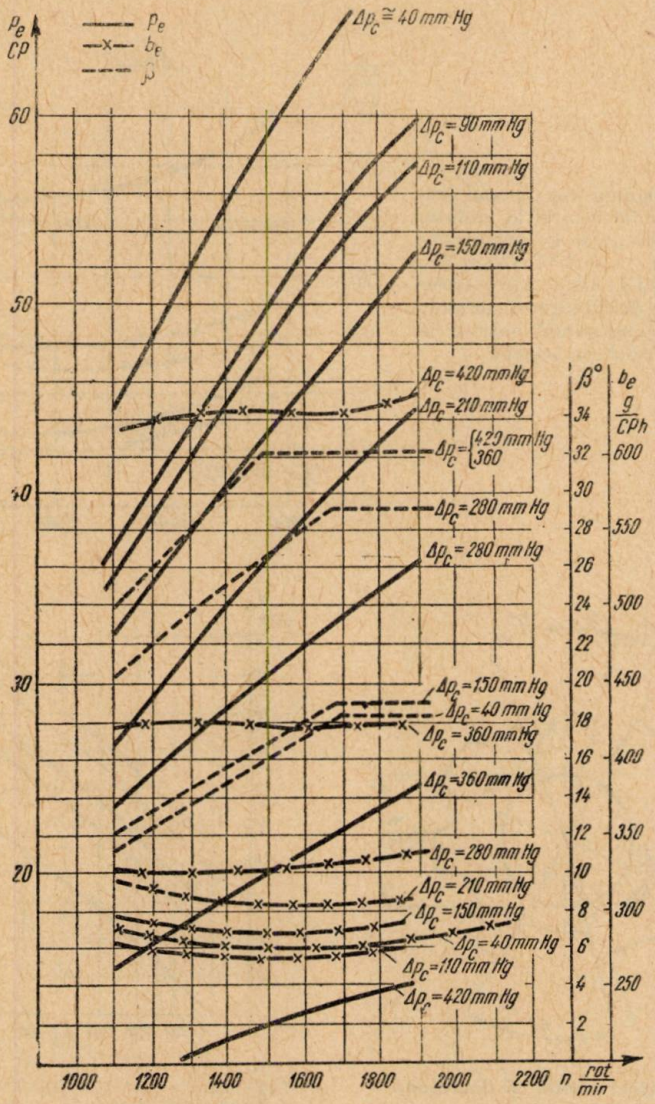


Fig. 12. — Caracteristicile motorului SR-101, prevăzut cu distribuitorul 4 D6 modificat $\varepsilon = 6{,}47$; $CO = 60$; $\beta_f = -10°$.

— folosirea unui sistem intermediar de ghidaje ale brațelor care deplasează platoul astfel ca acesta să se rotească după legea dorită;

— folosirea unui resort conic la încărcarea membranei capsulei distribuitorului, combinat eventual cu resoarte cilindrice care să intre ulterior în acțiune;

— frînarea acțiunii depresiunii pentru prima porțiune a curbei de variație a avansului cu eventuala introducere în acțiune pe ultima parte a unor resoarte suplimentare;

— corectarea acțiunii resortului care încarcă membrana capsulei, cu ajutorul unui arc sub formă de lamă curbă.

Primele două soluții deși posibile sînt greu de realizat în spațiul mic pus la dispoziție de distribuitorul de aprindere 4 D6 și de aceea în cele ce urmează se analizează ultimele două soluții.

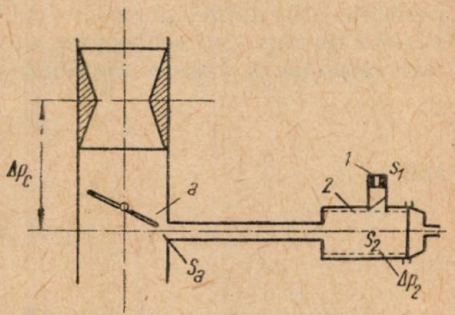


Fig. 13. — Schema acționării automate a avansului prin depresiune cu frînă pneumatică.

6.1. Se imaginează schema din figura 13 în care se prezintă capsula de comandă a dispozitivului de avans prin depresiune și se consideră că se realizează o circulație de aer prin intermediul unui orificiu de secțiune S_1, secțiunea camerei din spatele membranei fiind S_2. Această circulație de aer servește la corectarea acțiunii depresiunii și acționează ca o frînă pneumatică. Se notează cu S_a secțiunea de curgere din regiunea obturatorului, regiune în care s-a prevăzut priza depresiunii. Neglijîndu-se frecările și considerîndu-se viteze nu prea mari, se poate scrie ecuația lui Bernoulli în secțiunea 1.

$$\frac{\Delta p_c}{\gamma_a} = \frac{W_1^2}{2g}. \tag{1}$$

Debitul de aer ce trece prin secțiunea 1 este:

$$G_1 = W_1 S_1 \gamma_a, \tag{2}$$

ceea ce cu ecuația (1) dă:

$$G_1 = S_1 \gamma_a \sqrt{2g \frac{\Delta p_c}{\gamma_a}}. \tag{3}$$

Pe de altă parte, aceeași cantitate de aer G_1 curge și prin secțiunea 2 astfel că se poate scrie:

$$\frac{\Delta p_2}{\gamma_a} = \frac{W_2^2}{2g} \tag{4}$$

și

$$G_1 = W_2 S_2 \gamma_a, \tag{5}$$

din (4) și (5) rezultînd

$$G_1 = S_2 \gamma_a \sqrt{2g \frac{\Delta p_2}{\gamma_a}} \tag{6}$$

din relațiile (3) și (6) rezultă:

$$\Delta p_2 = \Delta p_c \left(\frac{S_1}{S_2}\right)^2, \tag{7}$$

cu alte cuvinte căderea de presiune pînă la membrană este în acest caz o fracțiune din depresiunea care se exercită în carburator, fracțiune determinată de raportul secțiunilor de curgere a aerului. Valoarea depresiunii care acționează asupra membranei va fi

$$\Delta p = \Delta p_c - \Delta p_2$$

sau

$$\Delta p = \Delta p_c \left(1 - \frac{S_1^2}{S_2^2}\right). \tag{8}$$

Reiese că depresiunea va fi cu atît mai mică cu cît raportul secțiunilor de curgere va fi mai mare. Cum legea avansului optim posibil necesită la început o variație mai lentă cu depresiunea rezultă că raportul secțiunilor va trebui să scadă în mod continuu, ceea ce se poate face fie prin micșorarea secțiunii S_1, sau prin mărirea secțiunii S_2. De asemenea, este posibil ca în mod automat să se închidă la un moment dat secțiunea de curgere S_1 sau să se lase tot timpul în funcțiune. Realizarea unui asemenea dispozitiv la care comanda secțiunii S_1 să se facă automat de însăși

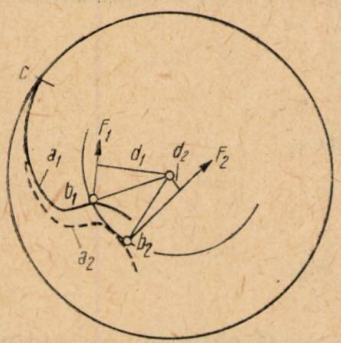


Fig. 14. — Sistemul de frînare a acțiunii resortului elicoidal prin intermediul unui arc sub formă de lamă curbă.

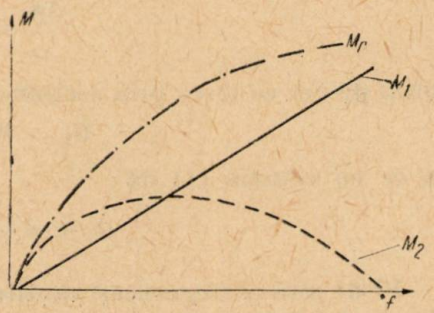


Fig. 15. — Variația momentelor M în funcție de deplasarea membranei f pentru distribuitorul prevăzut cu resort sub formă de lamă curbă.

deplasarea membranei, este posibilă. În calcule va trebui să se țină seama de prezența debitului suplimentar de aer în conducta de aspirație.

6.2. O altă posibilitate de modificare a avansului prin depresiune conform legii avansului optim, se obține folosindu-se un sistem (fig. 14)

în care la rigiditatea liniară a arcului elicoidal, se adaugă rezistența la încovoiere a unui arc sub formă de lamă curbă. Dispozitivul cuprinde un arc sub formă de lamă curbă a încastrat în carcasa distribuitorului în punctul c și care freacă pe un ghidaj b, care se rotește o dată cu platoul distribuitorului. Este clar că pe măsură ce platoul distribuitorului se rotește din poziția b_1 în poziția b_2, forța dată de resortul sub formă de lamă curbă crește de la valoarea F_1 la valoarea F_2.

Momentul dat de această forță scade pînă cînd se anulează sau chiar schimbă de sens, deoarece distanța de la punctul de aplicare al forței dezvoltată de resort la axul de rotație al platoului, se modifică continuu (d_1 respectiv d_2). Combinîndu-se acest efect, cu cel dat de resortul care încarcă membrana capsulei de depresiune a distribuitorului, se poate obține caracteristica dorită, așa cum se vede în figura 15. În această figură se prezintă M_1 momentul rezistent dat de arcul elicoidal care încarcă membrana (socotindu-se rezistența membranei neglijabilă)

$$M_1 = F \cdot r, \tag{9}$$

unde F este forța născută de resort, proporțională cu deformația f, iar r = const. și este distanța de la punctul de aplicație al forței asupra discului pînă la centrul de rotație al acestuia. Momentul M_2, este momentul rezistent dat de lama elastică, care scade ca urmare a micșorării distanței d de la forță la axul de rotație al discului (s-a neglijat frecarea). Rezultanta acestor momente M_r poate fi astfel obținută încît să corespundă curbei cerute, așa fel ca avansul la declanșarea scînteii electrice să crească mai întîi puțin cu depresiunea și apoi mai repede. Dat fiind că domeniul de variație al unghiului de avans β este mic, deplasările ghidajului b vor fi mici și în consecință precizia unui calcul va fi nesatisfăcătoare, astfel că problema se rezolvă prin încercări, modificîndu-se concomitent atît tensiunea lamei elastice cît și tensiunea resortului elicoidal.

În figura 16 se prezintă o serie de caracteristice de variere ale avansului distribuitorului de aprindere ce se pot obține prin diferite modificări aduse. Astfel :

— curba a reprezintă variația cu depresiunea a sistemului original ;

— curba b reprezintă variația avansului cu depresiunea folosindu-se un nou resort care acționează asupra membranei în care este prevăzut cu o prestrîngere inițială ;

— curba c reprezintă combinația dintre arcul original și un resort sub formă de lamă curbă ;

— curba d reprezintă combinația dintre arcul încercat la cazul b și un resort sub formă de lamă curbă ;

— curba e reprezintă combinația dintre arcul b și un resort sub formă de lamă curbă dublu ;

— curba f reprezintă combinția dintre arcul b și un resort sub formă de lamă curbă avînd tensiune inițială mărită.

Din prezentarea acestor curbe rezultă că este bine ca arcul elicoidal ce încarcă membrana capsulei dispozitivului de comandă a avansului, să

aibă o pretensionare astfel că la început să fie reţinută deplasarea platoului considerîndu-se că legea dată de curba *f* este cea mai corespunzătoare. S-a

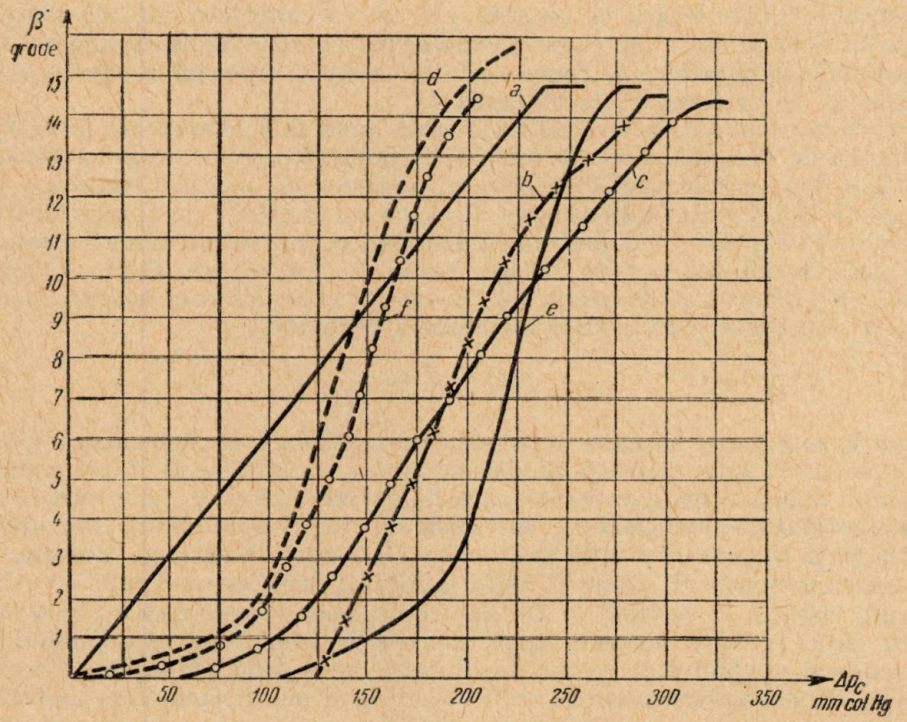


Fig. 16. — Rezultate obţinute în legea de variaţie a avansului β cu depresiunea Δ_p la diferite combinaţii dintre resortul elicoidal ce încarcă membrana capsulei care comandă variaţia avansului şi un arc sub formă de lamă curbă.

încercat acest distribuitor de aprindere la bancul de probe al motorului obţinîndu-se rezultatele din figura 17 care indică consumuri specifice de combustibil foarte avantajoase la sarcinile parţiale.

★

Studiul efectuat scoate în relief importanţa pe care o are realizarea unei legi corespunzătoare de variere a avansului la declanşarea scînteii electrice cu depresiunea.

Dintre posibilităţile studiate, două (corectarea avansului redus la sarcinile parţiale şi realizarea avansului optim posibil prin intermediul unui dispozitiv care să folosească resoarte sub formă de lamă curbă) au şi fost încercate pe cale dînd rezultate bune în ceea ce priveşte consumul de combustibil.

Cum unele din soluţiile propuse sînt deosebit de simple este posibil să se treacă, neîntîrziat la aplicarea lor, soldîndu-se cu o reducere evidentă a consumului specific de combustibil.

Ca o concluzie generală a acestei lucrări apare necesitatea de a se studia, pentru un anumit motor, valorile de reglaj ale avansului

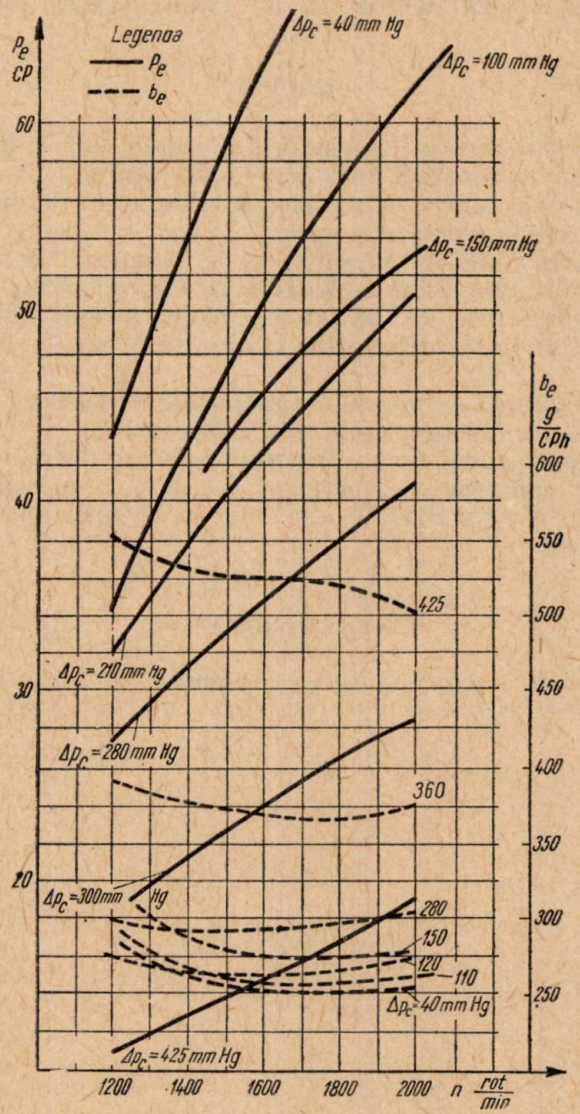


Fig. 17. — Caracteristicile motorului SR-101 echipat cu un distribuitor de aprindere 4 D6 modificat (cu resort sub formă de lamă curbă).

la declanşarea scînteii electrice în funcţie de valoarea cifrei octanice a combustibilului.

ÉTUDE DE LA VARIATION DE L'AVANCE À L'ALLUMAGE PAR ÉTINCELLE ÉLECTRIQUE, EN FONCTION DE LA DÉPRESSION, DANS LES MOTEURS À COMBUSTION INTERNE

RÉSUMÉ

Les auteurs montrent la nécessité d'établir la loi de variation de l'avance optimum en fonction de la dépression (charge), ainsi que la nécessité de déterminer la courbe de l'avance à la limite de détonation pour un combustible à indice d'octane donné.

Ils analysent l'effet de la réduction de l'avance fixe sur l'économie, par suite de l'utilisation d'un combustible à indice d'octane inférieur, ainsi que la forme de la courbe de l'avance optimum, qui suit d'abord la courbe de l'avance à la limite de détonation et ensuite la courbe de l'avance optimum.

Ils étudient plusieurs procédés susceptibles d'améliorer la loi de variation de l'avance en fonction de la dépression au cas où un moteur doit utiliser systématiquement un combustible à indice d'octane assez réduit.

En ce qui concerne ces méthodes, les auteurs présentent les essais effectuées sur le moteur SR-101, ainsi que sur le distributeur d'allumage 4 D6.

BIBLIOGRAFIE

1. C. ARAMĂ, GH. VASILIU, I. ŞTEFAN, *Reducerea consumului specific de combustibil prin supracomprimare şi modificarea avansului la aprindere.* Studii şi cercetări de energetică, X, *2*, 261 (1960).

INFLUENȚA UNOR FACTORI FUNCȚIONALI ȘI CONSTRUCTIVI ASUPRA LIMITEI DE SĂRĂCIRE A AMESTECULUI CARBURANT ÎN MOTOARELE CU APRINDERE PRIN SCÎNTEIE

DE

ADRIAN RADU-CERNEA și IOAN FĂGĂRĂȘANU

În încercările făcute pe motor, sînt frecvent utilizate dozajele sărace, respectiv excesele de aer mari. Toate încercările pe motor arată însă că la creșterea excesului de aer peste o anumită limită, funcționarea motorului devine instabilă la început, iar apoi motorul se oprește.

Totuși, folosirea dozajelor sărace pînă la limita de funcționare stabilă a motorului, înlătură unele inconveniente serioase care se manifestă la funcționarea motorului la dozaje bogate în jurul lui $\alpha = 1$. Într-adevăr, analiza gazelor de evacuare, chiar atunci cînd se lucrează cu excese de aer puțin superioare dozajului stoechiometric, dovedește prezența oxidului de carbon, ceea ce indică o combustie incompletă și o pierdere de căldură activă. Abia la coeficienți ai excesului de aer, care depășesc ($\alpha = 1{,}2$) se constată micșorarea substanțială a oxidului de carbon în gazele de evacuare. Totodată, studiile [2] privind exigența motoarelor față de cifra octanică a combustibililor utilizați, arată că tendința spre detonație este mai puternică pentru dozaje în jurul lui $\alpha = 1$ (fig. 1).

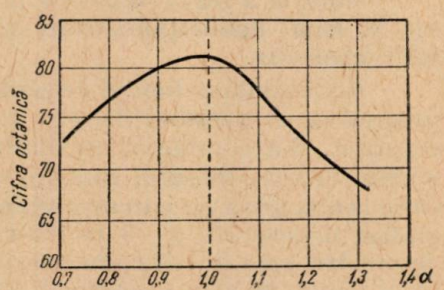


Fig. 1. — Curba de detonație [2]; motor CFR; n = 1720 rot/min; ε = 6,5 combustibil; izooctan + n-heptan; p_a și t_a constante.

Curba limită de detonație arată că funcționarea motorului la dozaje mai sărace, permite folosirea unui combustibil cu o cifră octanică mai

scăzută, la temperatură constantă de admisie, fără ca motorul să intre în regim detonant.

În literatura tehnică de specialitate se găsesc relativ puţine date despre limita de sărăcire a amestecului carburant în MAS. În special, se arată într-o măsură mai mică cum variază limita de sărăcire în raport cu diferiţi factori care influenţează desfăşurarea procesului de ardere în motor.

În cele ce urmează se va scoate în evidenţă analiza influenţei unor factori funcţionali şi constructivi asupra limitei de sărăcire a amestecului în motoarele cu aprindere prin scînteie.

1. APARATAJ ŞI METODICA DE LUCRU

Încercările experimentale au fost efectuate în cadrul Institutului de energetică al Academiei R.P.R. şi al Institutului de petrol, gaze şi geologie din Bucureşti. A fost utilizat motorul standard, de construcţie sovietică, pentru determinarea cifrei octanice, tip I.T. 9—2 cu următoarele caracteristici: ciclu -4timpi, diametrul cilindrului — 85 mm, cursa pistonului — 115 mm, raport volumetric de compresie variabil pentru $\varepsilon = 4 - 10$, supape în cap (supape de admisie cu şi fără vizieră).

Motorul este frînat de un motor electric asincron sincronizat, care asigură motorului o turaţie constantă. Construcţia transmisiei a fost modificată, permiţînd obţinerea turaţiilor constante de 600, 900 şi 1 200 rot/min.

Pentru măsurarea debitului de aer admis s-a folosit un contor cu o precizie de $\pm 2''$. Consumul de combustibil a fost măsurat volumetric. Temperatura aerului admis a fost menţinută constantă: 149—150°C; temperatura apei de răcire: 90°C; temperatura uleiului în baie: 57°C.

Sistemul de aprindere, prin magnetou, permite reglarea variabilă a avansului. Carburatorul permite variaţia excesului de aer în limitele dorite.

Motorul a fost echipat cu un captator de presiune piezoelectric montat în locul detonaţiometrului şi conectat la un oscilograf catodic tip RFT-Zwoenitz.

Determinarea limitei de sărăcire a amestecului s-a făcut prin mărirea progresivă a excesului de aer, la turaţie, avans şi raport de compresie constant. S-a considerat ca limită de funcţionare stabilă excesul de aer maxim la care motorul funcţionează fără întreruperi într-o perioadă de timp echivalentă cu parcurgerea consecutivă a 1 000 de cicluri. S-au fotografiat diagramele $p - \theta$ la limita de sărăcire. Pentru mărirea gradului de precizie s-au folosit came speciale pentru traductorul instalaţiei cu ajutorul căruia se ridică diagrama indicată. Se obţine astfel o bază de timp extinsă numai de 90° de rotire a arborelui cotit în zona din jurul PMS.

Determinările limitei de sărăcire au fost făcute în următoarele condiţii:

— avans la declanşarea scînteii $\beta = 15 - 55°$,

— turaţia $n = 600 - 900 - 1\,200$ rot/min,

— raport volumetric de compresie $\varepsilon = 5 - 6 - 7 - 8$.

La turaţia de 900 rot/min s-au făcut determinări şi în cazul înlocuirii supapei de admisie cu o supapă cu vizieră, pentru a pune în evidenţă influenţa turbulenţei în curent organizat.

Toate încercările au fost făcute la funcționarea motorului cu izooctan, pentru a nu intra în regim detonant prin ridicarea raportului volumetric de compresie și pentru a obține mai multă precizie în relațiile de calcul.

2. REZULTATELE EXPERIMENTALE

Sînt prezentate în figura 2 rezultatele experimentale care dau curbele limită de sărăcire în funcție de avans, la diferite rapoarte volumetrice de compresie și turație. Cu linii întrerupte se prezintă influența turbulenței în curent organizat asupra limitei de sărăcire a amestecului combustibil, respectiv.

Se observă că la o creștere a raportului volumetric de compresie se obține o ridicare a limitei de sărăcire a amestecului carburant, în cadrul întregii game de avansuri la declanșarea scînteii față de PMS.

O dată cu creșterea turației limita de sărăcire a amestecului scade, în aproape întreaga gamă de avansuri la declanșarea scînteii $-\beta-$ și pentru toate rapoartele de compresie în limita $\varepsilon = 5 - 8$. La depășirea valorii $\beta = 50°$, influența turației pare a deveni neglijabilă.

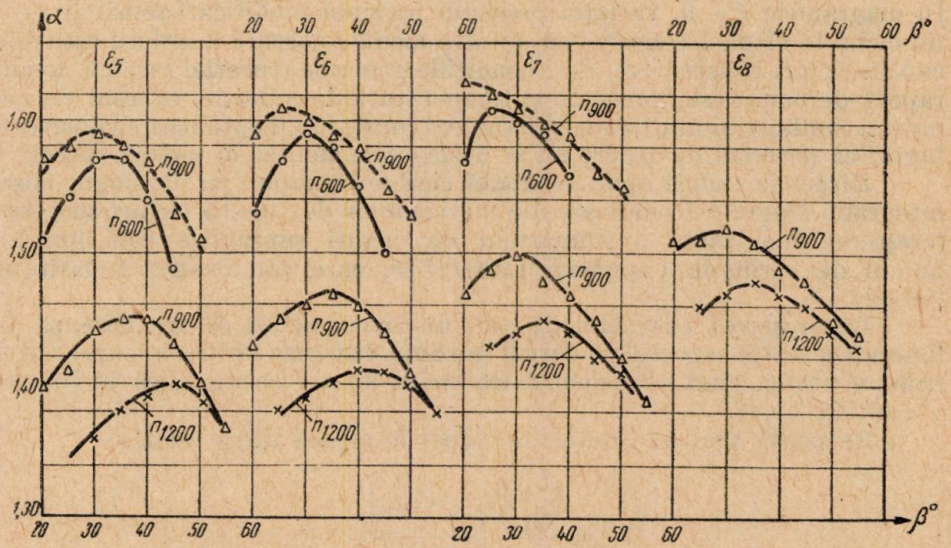


Fig. 2. — Variația limitei de sărăcire a amestecului în funcție de turația și avansul la declanșarea scînteii pentru diferite rapoarte de compresie.

Influența turbulenței în curent organizat, prin înlocuirea supapei de admisie a motorului printr-o supapă cu vizieră (MCV) se evidențiază tot în diagramele reprezentate în figura 2. Înlocuirea supapei s-a făcut numai la turația motorului $n = 900$ rot/min. Se observă că realizarea unei turbulențe în curent organizat ridică limita de sărăcire a amestecului

carburat în toată gama avansurilor la declanșarea scînteii și la toate raporturile de compresie experimentate.

Influența avansului la declanșarea scînteii asupra limitei de sărăcire a amestecului carburant se manifestă prin prezența unui maxim caracteristic fiecărei turații și fiecărui raport volumetric de compresie, fenomen care se menține și în cazul turbulenței în curent organizat. Vom nota avansul de declanșarea scînteii corespunzător limitei de sărăcire maxime (α_{max}) cu indicativul β_m. Se poate remarca suplimentar, că

— la mărirea lui ε se observă o micșorare a lui β_m^0 fenomen întîlnit la toate turațiile experimentate și în cazul folosirii supapei cu vizieră;

— la mărirea turației n se observă o mărire a lui β_m^0 fenomen întîlnit la toate rapoartele de compresie experimentate.

3. INTERPRETAREA DATELOR EXPERIMENTALE

Cercetările făcute pînă în prezent în domeniul limitei de sărăcire [2], [3], fără a studia influența factorilor de stare, funcționali și constructivi, atrag atenția asupra legăturii dintre limita de funcționare stabilă a motorului și fenomenul dispersiei ciclice. Dispersia ciclică în motoarele cu aprindere prin scînteie marchează ireproductibilitatea ciclurilor succesive. În diagramele $P-\theta$, variația presiunii prezintă modificări sensibile de la un ciclul la altul. De asemenea, durata medie aparentă a arderii este diferită în cicluri consecutive, deși condițiile generale (turație, sarcină, avans, raport de compresie, presiune și temperatură de admisie, excesul de aer, natura combustibilului) se mențin riguros constante. Toate acestea ilustrează faptul că procesul de ardere nu se desfășoară identic în cicluri succesive.

Dispersia ciclică apare evidentă cînd se suprapun pe un singur clișeu fotografic diagramele indicate ale unui număr de 10—15 cicluri succesive (creșterea mai mare a numărului de cicluri suprapuse este limitată numai de cerințele expunerii fotografice, care condiționează claritatea imaginii).

La creșterea excesului de aer, dispersia ciclică se accentuează. În figura 3 se arată aspectul pe care îl prezintă dispersia ciclică în experiențele noastre atunci cînd coeficientul excesului de aer se modifică în limitele $\alpha = 0{,}704-1{,}415$.

Se poate aprecia gradul de dispersie ciclică după relația

$$\delta_i = \frac{\sum_{i=1}^{m} \left| P_{z_i} - P_{z_{med}} \right|}{\sum_{i=1}^{m} P_{z_i}} \cdot 100,$$

în care: δ_i = gradul de dispersie ciclică;
P_{z_i} = presiunea maximă a ciclurilor succesive;
$P_{z_{med}}$ = media presiunilor maxime.

Utilizînd această relație se constată că gradul de dispersie ciclică crește de la $\delta_i = 8\%$ pentru $\alpha = 0{,}9$ la $\delta_i = 78\%$ pentru $\alpha = 1{,}415$.

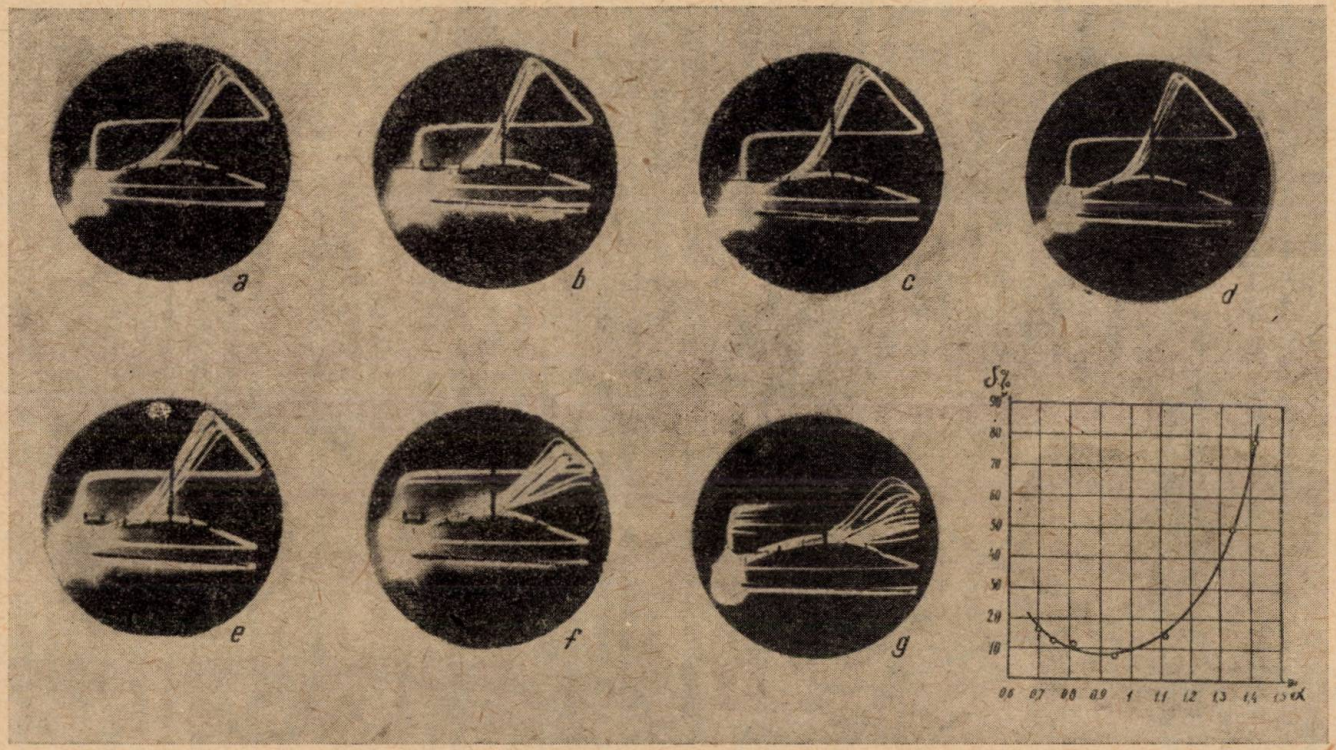


Fig. 3. — Variația dispersiei ciclice în funcție de doză Motor T 9—2; $\varepsilon = 5$ $\beta = 35°$; n = 900 rot/min; izooctan; $\alpha = 0{,}704$; $\alpha = 0{,}754$; $\alpha = 0{,}823$; $\alpha = 0{,}947$; $\alpha = 1{,}120$; $\alpha = 0{,}330$; $\alpha = 1{,}415$.

Creşterea gradului de dispersie ciclică o dată cu folosirea de amestecuri tot mai sărace este una din cauzele mersului nestabil al motorului. Într-adevăr, în unele cicluri, procesul de ardere este atît de lent, încît creşterea de presiune abia întrece presiunea maximă de compresie, sau este chiar sub nivelul acesteia.

Paralelismul între mărirea dispersiei ciclice şi limita de funcţionare stabilă a motorului nu epuizează însă esenţa problemei cercetate. Pentru a progresa în explicarea aspectelor multiple ale fenomenului, trebuie să ne adresăm mecanismului propriu-zis al arderii normale în motoarele cu aprindere prin scînteie.

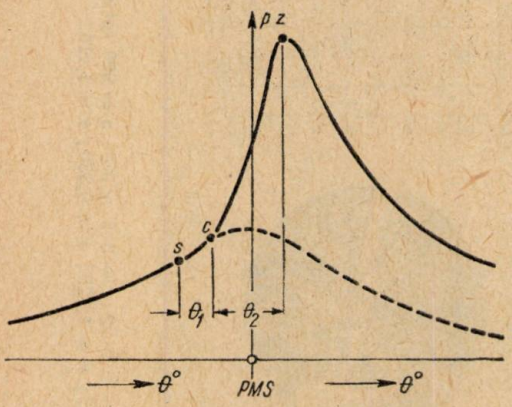


Fig. 4. — Fazele procesului de ardere.

Se cunoaşte că cea mai accesibilă împărţire a procesului de ardere, în motorul cu aprindere prin scînteie, confirmată de mulţi cercetători, derivă din diagrama indicată, ca urmare a suprapunerii curbei de compresie (fără declanşarea scînteii) peste curba de ardere (fig. 4).

Prima fază — θ_1 — este reprezentată de unghiul de manivelă între momentul declanşării scînteii (S) şi momentul desprinderii curbei de ardere de curba de compresie (C), iar faza principală a arderii de unghiul — θ_2 — între momentul desprinderii (C) şi punctul presiunii maxime (Z).

Dacă studiul fazei principale θ_2 a constituit obiectul atenţiei a numeroase cercetări, faza θ_1 a fost relativ puţin studiată. Experienţele noastre arată că în cele mai diferite condiţii de lucru (turaţie, avans, raport de compresie variabil), variaţia lui θ_1 în raport cu excesul de aer α prezintă un minim pentru $\alpha = 0{,}85-0{,}95$ şi creşte atît la amestecuri sărace cît şi la amestecuri bogate (fig. 5).

Evoluţia lui θ_1 este o primă indicaţie asupra legăturii dintre faza iniţială şi limita de sărăcire a amestecului carburant. Se întrevede că, datorită lui θ_1, raportul între dozajul cel mai sărac şi dozajul cel mai bogat utilizabil este circa 2.

Prima fază θ_1 începe cu aprinderea de la scînteia electrică. Formarea nucleului de flacără este condiţionată de viteza cedării de căldură de la microvolumul încălzit de la scînteia electrică şi de gradul de ramificare a lanţurilor de reacţii. Dacă de pildă, viteza cedării de căldură către gazul înconjurător întrece viteza de degajare a căldurii de reacţie din microvolumul menţionat, formarea nucleului de flacără devine imposibilă. Scade temperatura, viteza de întrerupere a lanţurilor de reacţii devine mai mare decît viteza de iniţiere a lor. Aprinderea nu se mai produce. Soluţia optimă ar corespunde egalităţii dintre viteza de degajare a căldurii de reacţie şi viteza cedării de căldură către gazul înconjurător [5]. Este evident că

creşterea vitezei de degajare a căldurii în paralel cu aceeaşi creştere a vitezei cedării de căldură accelerează procesul de aprindere.

În această etapă din prima fază a arderii se poate vorbi numai de existenţa unei flăcări laminare. Arderea turbulentă nu este încă posibilă, pentru că turbulenţa nu poate acţiona într-un volum atît de mic. Accelerarea turbulentă a flăcării devine posibilă numai după formarea unui

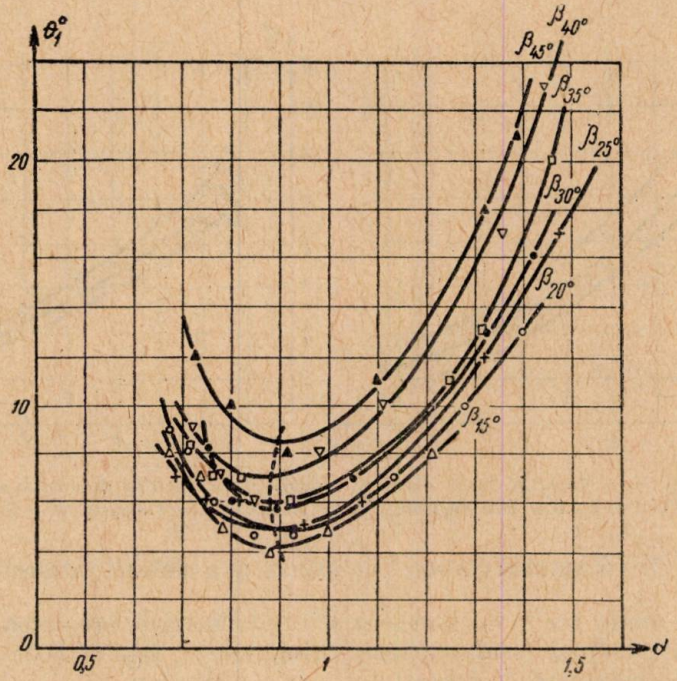


Fig. 5. — Variaţia duratei primei faze — θ_1 — în raport cu excesul de aer.
Motor IT 9 — 2; $\varepsilon = 7$; β — variabil; $n = 900$ rot/min; izooctan.

front de flacără de anumite dimensiuni. Aceasta se realizează abia spre sfîrşitul perioadei θ_1.

O dată cu sărăcirea amestecului peste dozajul stoechiometric are loc o scădere sensibilă a temperaturii de ardere T_g. Cunoscînd [1] că viteza laminară de ardere depinde de presiune şi temperatură după relaţia

$$n_g \sim P^{-1,25} \cdot T_0 \cdot T_0^{2,7} (T_g - T_0)^{-1,5} \cdot e^{-\frac{E}{2RT}} g,$$

rezultă că la scăderea temperaturii de ardere are loc o micşorare a vitezei laminare de ardere. Ca urmare, durata perioadei θ_1 creşte.

Pentru a ne explica rolul fazei iniţiale θ_1 asupra limitei de funcţionare stabilă a motorului este necesar — în continuare — să corelăm variaţia duratei lui θ_1 cu faza principală θ_2.

Cercetările recente [4] au permis identificarea unei zone de maximă turbulență în jurul PMS ($\pm$ 15°). Este necesar ca θ_2 să se plaseze în această zonă, pentru că numai accelerarea turbulentă a flăcării permite încheierea procesului de ardere într-un răstimp relativ scurt (30—40° de rotire a arborelui cotit). Deplasarea lui θ_2 față de zona de turbulență maximă și mutarea ei pe destindere este extrem de nefavorabilă. Viteza de ardere scade din

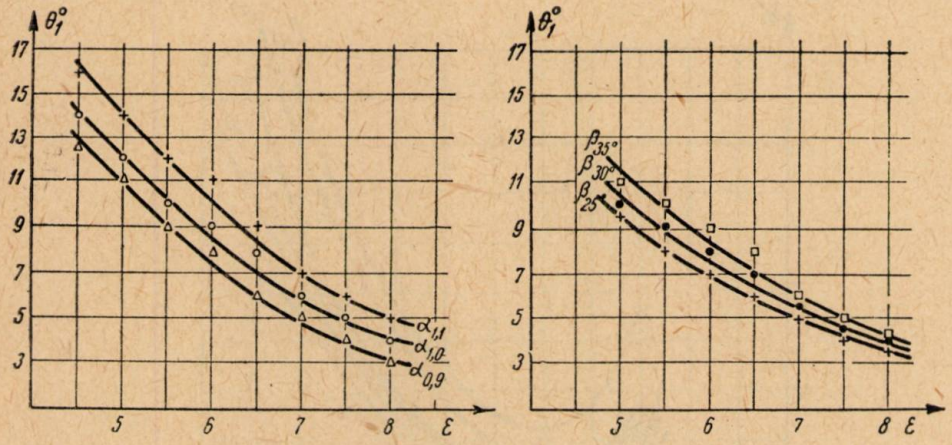


Fig. 6. — Variația duratei fazei de inducție θ_1 cu raportul de compresie.
Motor IT 9 — 2; n = 900 rot/min; izooctan: a — β = variabil; b — β = 30.

cauza creșterii volumului camerei de ardere și a slăbirii intensității turbulenței.

La un avans fix la declanșarea scînteii electrice, creșterea duratei θ_1 are ca urmare tocmai decalarea fazei principale θ_2 față de PMS și de zona de maximă turbulență și deplasarea ei pe destindere.

Realizarea normală a procesului de ardere este evident posibilă numai cu condiția ca formarea nucleului de flacără să fie încheiată în apropierea PMS, astfel ca pentru faza principală să rămînă suficient timp pînă la începerea destinderii. Altminteri, funcționarea motorului devine nestabilă sau încetează cu totul.

Toate acestea permit să se ajungă la concluzia că factorii care micșorează durata fazei inițiale θ_1 vor conduce implicit la creșterea limitei de sărăcire a amestecului, la care motorul poate funcționa stabil.

În lumina acestor precizări, se pot găsi explicații pentru variația limitei de sărăcire a amestecului.

Creșterea limitei de sărăcire odată cu mărirea raportului volumetric de compresie ε (fig. 2) este consecința micșorării lui θ_1. Experiențe anterioare ne-au arătat că atît la avansuri fixe la declanșarea scînteii, cît și la avansuri variabile (cu scopul de a obține un început constant în ciclu a fazei principale θ_2), durata fazei inițiale θ_1 scade la creșterea lui ε (fig. 6).

Micșorarea duratei primei faze a arderii la creșterea raportului volumetric de compresie se explică prin mărirea vitezei de reacție și a vitezei

de degajare a căldurii, în urma creşterii densităţii amestecului carburant (cresc concentraţiile) şi a micşorării coeficientului gazelor reziduale.

Influenţa avansului β asupra limitei de sărăcire (fig. 7) se caracterizează prin existenţa unui maximum corespunzător anumitor avansuri. O serie de experienţe anterioare ne-au permis să definim un avans optim pentru care viteza medie aparentă de propagare a flăcării este maximă, respectiv durata $\theta_1 + \theta_2$ aparentă a arderii este minimă.

Se constată o corespondenţă între limita maximă de sărăcire şi avansul β_m definit mai înainte. Aceasta nu face decît să sublinieze şi imporanţa deosebită a obţinerii unei durate minime a arderii, ceea ce se realizează prin suprapunerea fazei principale peste zona de maximă turbulenţă. După cum s-a menţionat însă, factorul principal care influenţează asupra poziţiei în ciclu a fazei principale este tocmai durata stadiului iniţial θ_1.

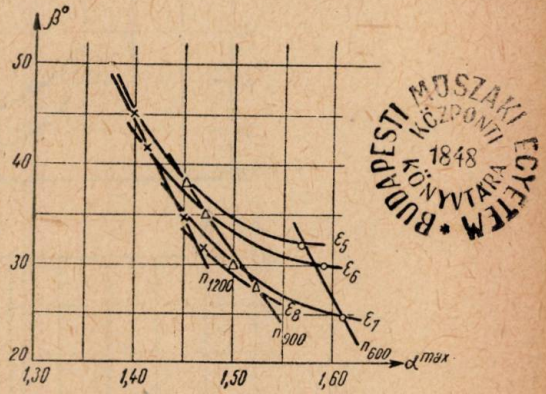


Fig. 7. — Variaţia avansului la declanşarea scînteii — β — în funcţie de limita de sărăcire maximă a amestecului — α — la diferite turaţii — n — şi rapoarte de compesie — ε —.

Influenţa turaţiei asupra limitei de sărăcire se manifestă ca efect al intensităţii turbulenţei. Măsurători făcute cu un termoanemometru [4] arată că intensitatea turbulenţei creşte cu turaţia motorului şi cu coeficientul de umplere. Este evident că mărirea intensităţii turbulenţei activează cedarea de căldură din microvolumul încălzit de scînteia electrică către gazul înconjurător. Creşterea transmisiei de căldură către amestecul proaspăt, în condiţiile unei intensităţi invariabile a scînteii electrice şi a unei viteze de degajare a căldurii constante, nu poate decît să îngreuneze aprinderea. Aceasta se reflectă în îngustarea limitei de sărăcire a amestecului o dată cu creşterea turaţiei. Se remarcă, de exemplu, că la creşterea turaţiei de la 600—1 200 t/min limita de sărăcire scade de la $\alpha_{1lim} = 1{,}60$ la $\alpha_{1lm} = 1{,}40$ pentru $\varepsilon = 6$ şi $\beta = \beta_m$. Pentru avansuri superioare avansului β_m definit mai sus, de exemplu pentru avansuri $\beta = 50°—55°$, modificarea turaţiei are o influenţă mult mai mică asupra limitei de sărăcire. Aceasta este de altfel zona în care pulsaţiile turbulente sînt atenuate de către mişcarea pistonului, încît şi diferenţele de intensitate turbulentă se amortizează.

În opoziţie cu influenţa creşterii turaţiei, se manifestă comportarea limitei de sărăcire în cazul turbulenţei în curent organizat produsă prin utilizarea unei supape cu vizieră. Turbulenţa în curent organizat, creată astfel printr-o admisie tangenţială a amestecului proaspăt în cilindru, are ca efect micşorarea duratelor ambelor faze ale procesului de ardere θ_1 şi θ_2 (fig. 8). Ca atare şi limita de sărăcire progresează spre coeficienţi mai mari ai excesului de aer în comparaţie cu motorul echipat cu supapă fără vizieră.

BUDAPESTI MŰSZAKI EGYETEM KÖZPONTI KÖNYVTÁRA 1848

Trebuie menţionat că prezenţa supapei cu vizieră are ca efect o micşorare a coeficientului de umplere, deci a *intensităţii absolute a turbu-*

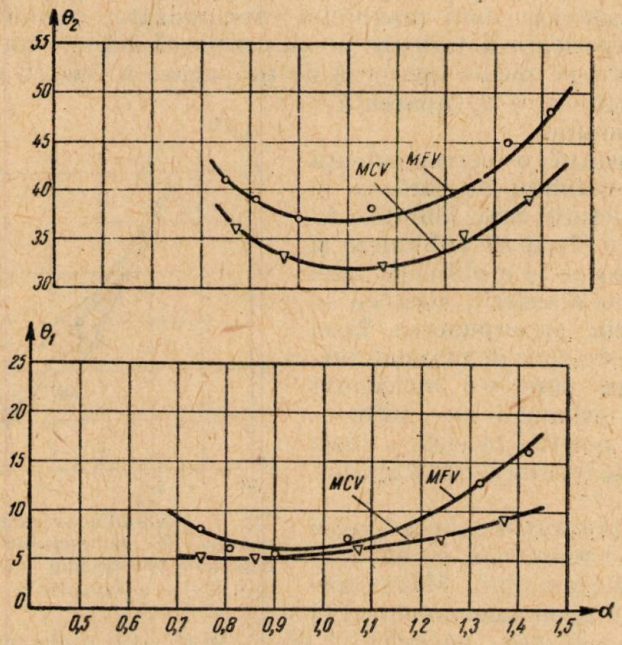


Fig. 8. — Influenţa turbulenţei în curent organizat asupra fazelor θ_1 şi θ_2 de arderi. Motor IT —9—2.

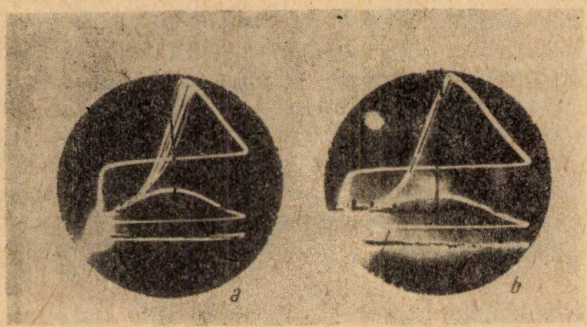


Fig. 9. — Influenţa supapei de admisie cu vizieră asupra dispersiei ciclice. Motor IT 9—2.

lenţei [1]. Şi aceasta ar putea reprezenta un argument pentru a explica micşorarea duratei fazei iniţiale a arderii. Totodată, gradul de dispersie ciclică marchează o scădere sensibilă în cazul utilizării supapei cu vizieră (fig. 9).

Este probabil că folosirea supapei cu vizieră conduce la suprapunerea vitezei curentului dirijat peste viteza de pulsație, ceea ce realizează o omogenizare mai bună a amestecului gazos din camera de ardere, micșorînd astfel dispersia ciclică.

CONCLUZII

Studiul influenței raportului volumetric de compresie, a turației și a avansului asupra limitei de sărăcire subliniază ca element esențial — în afara dispersiei ciclice — rolul duratei fazei inițiale a arderii, mai precis a perioadei de formare a nucleului de flacără. Constituirea nucleului de flacără este facilitată de condițiile care măresc viteza de degajare a căldurii de reacție și dimpotrivă, este frînată de factorii care măresc viteza relativă de cedare a căldurii către gazul înconjurător (în comparație cu viteza de degajare a căldurii). Factorii care micșorează durata fazei θ_1 limitează totodată posibilitatea deplasării fazei θ_2 pe destindere și măresc limita de sărăcire a amestecului carburant pînă la care motorul funcționează stabil.

INFLUENCE DE QUELQUES FACTEURS FONCTIONNELS ET CONSTRUCTIFS SUR LA LIMITE D'APPAUVRISSEMENT DU MÉLANGE DANS LES MOTEURS À ALLUMAGE PAR ÉTINCELLE

RÉSUMÉ

Des recherches expérimentales faites sur un moteur monocylindrique ont permis d'étudier l'influence qu'exercent l'avance à l'allumage, la vitesse de rotation, le rapport volumique de compression et la turbulence dans un courant dirigé, sur la limite d'appauvrissement du mélange. Les conclusions qui se dégagent de l'analyse des données expérimentales peuvent être résumées ainsi : l'influence de la dispersion cyclique sur la limite d'appauvrissement est décisive ; les difficultés apparaissant lors de l'extension de la limite du fonctionnement stable portent sur la phase initiale du processus de combustion, dans les moteurs à allumage par étincelle.

BIBLIOGRAFIE

1. A. C. СОКОЛИК, *Самовоспламенение, пламя и детонация в газах.* Москва, 1960.
2. J. J. BROEZE, C. STELLEBROER, *Utilisation des mélanges pauvres dans les moteurs d'avion.* Revue de l'Institut Français du Pétrole, *12*, dec. (1949).
3. M. A. PEȘKIN, *Studiul influenței cîtorva factori asupra limitei de sărăcire a amestecului în cilindrul motorului cu benzină.* Trad. I.S.R.S.
4. Е. С. СЕМЕНОВ, *Исследование турбулентного движения газа в условиях поршневого двигателя.* Изд. Ак. Наук, Москва, 1959.
5. А. С. СОКОЛИК, *Факельное воспламенение как основа нового класса двигателей.* Изд. Ак. Наук, Москва, 1960.

CERCETĂRI PRIVIND MĂCINAREA LIGNITULUI DIN BAZINUL SCHITU GOLEȘTI ÎN SCHEMA DE PREPARARE A PRAFULUI CU MORI VENTILATOR *)

DE

N. PĂNOIU, I. CARABOGDAN și G. SINGER**)

1. În vederea rezolvării problemelor legate de folosirea ligniților din R.P.R. pe scară largă în conformitate cu Directivele Congresului al III-lea al P.M.R. care arată:

„... Să se facă cercetări privind posibilitățile de înnobilare și valorificare completă a ligniților prin deshidratare, brichetare, gazificare sub presiune, precum și prin alte metode înaintate care să asigure utilizarea cea mai economică a acestui combustibil. Mai mult de jumătate din producția de lignit va fi consumată în centrale termoelectrice amplasate în apropierea bazinelor carbonifere"...

„... Este necesară intensificarea studiilor și încercărilor pentru punerea la punct a fabricației unor cazane de tip industrial consumînd lignițI și combustibili superiori cu randamente ridicate"... [1], [2], paralel cu cercetările în domeniul arderii ligniților în strat, au fost întreprinse cercetări în domeniul măcinării ligniților în vederea arderii lor în stare pulverizată.

Ca și în cazul arderii ligniților în strat și în acest domeniu problema a fost atacată în două direcții principale:

— Cercetări de laborator privind rezistența la măcinare a ligniților;

— Cercetări de măcinare efectuate pe scheme industriale de preparare prafului fabricate în țară.

1.1. Rezultatele cercetărilor efectuate în prima direcție de cercetare [3], [4], [5] au dus la concluzia că lignitul din R.P.R. reprezintă un com-

*) Lucrare prezentată Institutului de energetică la 27 iulie 1961.

**) La lucrările experimentale au mai participat: ing. Cazacu C., ing. Schwartz M., ing. Petcu M., ing. Dragu I., ing. Dinu A. I., ing. Mirea V.

bustibil tînăr, de calitate inferioară, cu un conținut ridicat de cenușă și cu pronunțate tendințe de zgurificare, cu o reactivitate ridicată și o rezistență mărită la măcinare.

Astfel, în tabela 1 se arată caracteristicile energetice ale unor ligniți din R.P.R. comparativ cu a unor cărbuni inferiori din U.R.S.S. [6].

Din analiza comparativă a caracteristicilor ligniților din R.P.R. și a cărbunilor inferiori din U.R.S.S. se constată o calitate a ligniților din R.P.R. cu mult mai scăzută situîndu-se astfel din punct de vedere energetic, sub limitele considerate ca admisibile la nivelul actual al instalațiilor de ardere [7].

Ligniții din R.P.R. avînd caracteristicile energetice menționate în tabela 1 caracterizați în principal printr-un conținut ridicat de cenușă și o rezistență ridicată la măcinare ridică dificultăți instalațiilor de pregătirea prafului. În această situație, asigurarea focarelor cu un praf de finețe ridicată conduce la instalații de măcinare complicate și cu consumuri exagerate de energie electrică. Conținutul ridicat de materii volatile permite însă, în condițiile unei stabilități satisfăcătoare a procesului de ardere, reducerea fineței de măcinare a prafului pînă la $R_{88} = 64-70\%$ [8], [9]; stabilitatea procesului fiind asigurată și chiar la $R_{88} = 80-90\%$ [10].

1.2. Cercetările întreprinse în cadrul Institutului de energetică au avut ca scop stabilirea unei scheme corespunzătoare pentru măcinarea cărbunilor inferiori din R.P.R. atît din punct de vedere funcțional cît și din punctul de vedere al realizării unei instalații economice, cu consum redus de metal și energie electrică, la nivelul actual al tehnicii moderne.

În lumina acestor considerente au fost efectuate cercetări experimentale pe două tipuri de instalații considerate ca cele mai indicate pentru prepararea prafului de cărbune:

— instalația de preparare a prafului prevăzută cu mori cu ciocane cu puț și ambrazură;

— instalația de prepararea prafului prevăzută cu mori ventilator.

Rezultatele obținute în domeniul cercetărilor de măcinare pe instalația de preparare a prafului prevăzută cu mori cu ciocane cu puț și ambrazură sînt prezentate în lucrarea anterioară [10].

Întrucît rezultatele obținute la măcinarea ligniților în mori cu ciocane nu au dat satisfacție [9], [10] cercetările au fost continuate pe instalații de pregătirea prafului cu mori ventilator.

După cum reiese dintr-o serie de lucrări de specialitate [11], [12], [13], [14], [15], [16] pentru cărbunii tineri, schema cea mai indicată de preparare a prafului este schema cu mori ventilator care față de schema de prepararea prafului cu mori cu ciocane aduce în discuție următoarele avantaje:

a) Consumuri specifice de energie electrică de circa 50% din cele realizate de morile cu ciocane;

b) Finețe de măcinare practic independentă de uzura paletelor morii;

c) Pregătire corespunzătoare a prafului de cărbune la un combustibil cu o umiditate de pînă la 60% (uscarea cărbunelui efectuîndu-se cu gaze de ardere aspirate din focar);

Tabela 1

Caracteristicile energetice ale cărbunilor inferiori din R.P.R. comparativ cu ale cărbunilor din U.R.S.S.

Nr. crt.	Cărbunele	Simbol	W^l %	A^u %	PC_i kcal/kg	MV^c %	W^{rap} % / 10^3 kcal	A^{rap} % / 10^3 kcal	Ki	Ka	m_{VTI}	t_1 °C	t_2 °C	t_3 °C
	R. P. R.													
1	Căpeni	CBA	53,40	10,98	1 733	52,18	30,08	6,33	0,657	1,13	0,86	1 090	1 180	1 190
2	Rovinari	CBL	36,52	36,17	2 207	58,54	16,53	10,35	1,37	1,42	1,00	1 020	1 210	1 240
3	Schitu Golești	CBL	31,04	22,67	3 090	53,74	10,05	5,05	0,633	1,16	0,77	1 040	1 150	1 170
4	Filipeștii de Pădure	CBL	40,74	43,60	1 754	56,84	23,25	14,70	1,79	1,31	1,01	1 050	1 060	1 100
5	Caransebeș	CBL	30,78	58,96	1 384	56,60	22,1	29,55	3,31	1,30	—	980	1 420	1 520
6	Mehadia	CBL	15,98	50,07	2 313	53,58	6,92	18,20	2,16	1,16	—	930	1 275	1 325
7	Sărmășag	CBL	31,78	21,43	3 028	55,75	10,45	4,93	0,624	1,28	0,9	1 105	—	1 195
8	Chiejd	CBL	31,36	17,52	3 284	54,94	5,94	3,67	0,473	1,22	0,86	1 130	—	1 215
	U. R. S. S.													
9	Alexandriski		53	30	1 653	60	32,1	8,53	1,16	1,61	1,80	1 480	1 500	1 500
10	Cărbune de Babe		52	20	2 240	63	23,2	4,28	0,68	1,70	1,80	1 120	1 200	1 220
11	Regiunea Moscovei		33	35	2 312	45	13,3	9,35	0,87	0,73	1,75	1 350	1 500	1 500
12	Raicihinski		37	15	3 070	43	12,05	3,10	0,31	0,76	1,37	1 090	1 240	1 275
13	Angrenski		35	17	3 450	34	10,15	3,21	0,31	0,52	1,90	1 120	1 210	1 240
14	Kanski		32	15	3 565	49	8,98	2,86	0,35	0,96	1,24	1 150	1 250	1 270
15	Artemovski		28	30	3 170	49	8,97	6,91	0,84	0,97	0,92	1 125	1 240	1 250
16	Karagan dinski		26	23	3 620	40	7,18	4,7	0,50	0,67	1,26	1 000	1 200	1 225
17	Kizilkliski		27	16	4 000	38	6,75	2,93	0,31	0,62	1,46	1 050	1 100	1 150
18	Celiabinski		17	30	3 770	43	4,51	6,81	0,76	0,76	1,3	1 050	1 150	1 220

$$W^{rap} = \frac{W^l}{PC_i}, \qquad K_a = \frac{MV^l}{100 - W^l - A^l - MV^l},$$

$$A^{rap} = \frac{A^l}{PC_i}, \qquad K_i = \frac{A^l}{100 - W^l - A^l - MV^l}.$$

d) Finețea de măcinare poate fi variată printr-un separator de praf fără a fi necesar pentru aceasta un ventilator auxiliar;

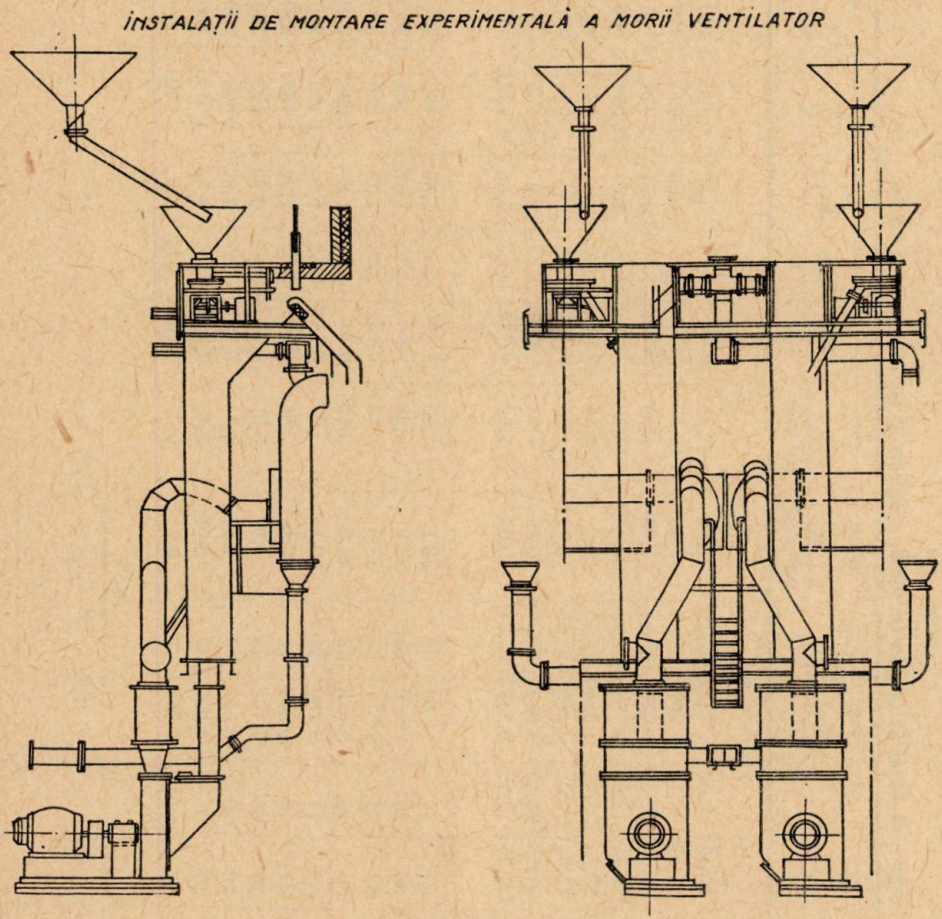


Fig. 1. — Instalația de prepararea prafului echipată cu mori ventilator de 4 t/h.

e) Datorită calităților sale de autoventilare moara permite montarea arzătoarelor de praf de orice tip fără a fi necesar ventilator suplimentar de transportul prafului;

f) Instalația este compactă, sigură și elastică în exploatare;

g) Schemă de preparare a prafului simplă care conduce în fabricație la un consum de metal mai scăzut decît schemele similare prevăzute cu mori cu ciocane;

h) Consumul de metal pentru elementele de uzură ale morii ventilator cu mult mai redus ca cele ale morilor cu ciocane.

Cercetările experimentale de măcinare au fost efectuate pe o schemă de prepararea prafului echipată cu două mori ventilator de 4 t/h.

Schema respectivă care echipează focarul cazanului IPROM de 20 t/h este prezentată în figura 1.

Schema se compune dintr-un turn de uscare cu înălțimea de circa 7 m. În turn se aspiră gaze de ardere la temperatura de 700—800°C. Combustibilul cu care se alimentează moara este introdus cu ajutorul unui alimentator cu disc rotativ la partea superioară a turnului de uscare. Combustibilul, în trecerea sa prin turnul de uscare este spălat de gazele de ardere și uscat de la umiditatea cu care intră în turn (32% în calcul) pînă la umiditatea de 24%; 50% din cantitatea de apă ce se evaporă în procesul de măcinare, corespunzător uscării, reduce entalpia gazelor la sfîrșitul turnului, astfel că temperatura gazelor de uscare atinge valoarea de 250°C. În timpul măcinării în moară, lignitul este uscat în continuare pînă la umiditatea de 16%, umiditate cu care praful este insuflat în focar. Moara este prevăzută pe partea de refulare cu un separator de praf care asigură finețea necesară a prafului și un arzător turbionar prin care se realizează amestecul aer-praf ce se introduce în focar.

Pentru calculul schemei de prepararea prafului, s-au considerat următoarele caracteristici ale combustibilului:

— umiditatea totală	31,06%,
— cenușa (la masa de lucru)	19,11%,
— materii volatile (la masa de lucru)	26,91%,
— carbon (la masa de lucru)	32,24%,
— hidrogen (la masa de lucru)	2,84%,
— sulf combustibil (la masa de lucru)	0,50%,
— azot + oxigen	14,25%,
— puterea calorifică inferioară	2872 kcal/kg,
— coeficient de măcinabilitate m_{VTI}	0,8 și 1.

Parametrii principali de calcul ai schemei de prepararea prafului prevăzuți în calcul sînt următorii:

— temperatura agentului de uscare la intrarea în turn	700—800°C,
— concentrația combustibilului în agentul de uscare	1 kg/kg,
— temperatura amestecului agent de uscare-praf la ieșirea din separatorul de praf	95°C,
— depresiunea maximă a morii	100 mm CA,
— presiunea maximă de refulare	100 mm CA,
— umiditatea prafului la intrarea în focar	16%.

Caracteristicile principale ale morii, conform calculului, sînt:

— debitul de combustibil	4 t/h,
— diametrul interior al rotorului	600 mm,
— diametrul exterior al rotorului	900 mm,
— numărul de palete	8 buc.,
— lățimea paletei	275 mm,
— viteza periferică maximă a rotorului	69 m/s,

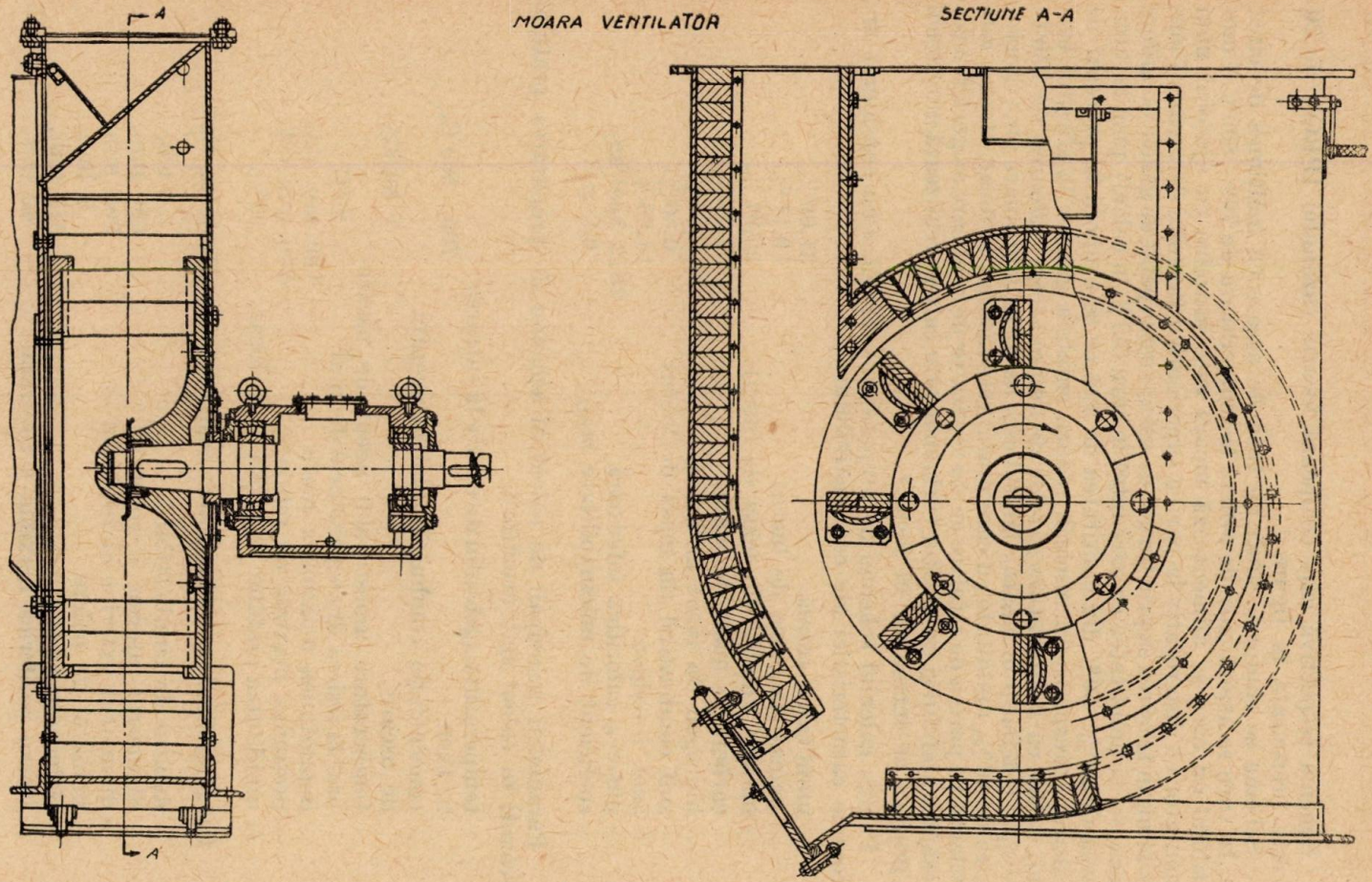


Fig. 2. — Secțiune prin moara ventilator de 4 t/h.

— debitul maxim de agent de uscare vehiculat 9460 m^3/h,
— viteza sincronă de rotație 1500 rot/min,
— puterea motorului de antrenare 75 kW.

În figura 2 se prezintă o secțiune prin moara ventilator de 4 t/h.

Moara a fost prevăzută în aval cu un separator de praf de tipul de jaluzele care să asigure o finețe de măcinare $R_{88} = 60-65\%$.

În figura 3 se prezintă separatorul de praf cu care a fost echipată moara ventilator.

Arzătorul turbionar cu care este echipată moara ventilator este prezentat în figura 4.

Caracteristicile principale ale arzătorului de praf sînt următoarele:

— debitul maxim al arzătorului 4 t/h,
— diametrul conductei de praf 300 mm,
— secțiunea aerului secundar 450 × 550 mm,
— debitul amestecului primar 6700 m^3/h,
— unghiul deflectorului 90°,
— debitul aerului secundar 23700 m^3/h,
— temperatura aerului primar 240°C.

Cazanul este prevăzut cu două arzătoare frontale.

După o primă etapă de cercetări care a fost limitată la determinarea performanțelor morii și separatorului la rece [17], [18] au fost efectuate cercetări de măcinare a lignitului de Schitu Golești în mori ventilator montate după cum se arată în schema prezentată în figura 5.

Cercetările experimentale au avut ca scop următoarele:

— Determinarea limitelor de funcționare normală a morii ventilator;
— Determinarea capacității de uscare a schemei de prepararea prafului și comportarea acesteia la variația umidității combustibilului;
— Regimul aerodinamic al sistemului de prepararea prafului;
— Variația fineței de măcinare a prafului și a consumului specific de energie electrică funcție de încărcarea morii;
— Influența fineței de măcinare asupra pierderilor de căldură prin ardere mecanic incompletă.

După o primă etapă de cercetări experimentale, s-a constatat o funcționare nesatisfăcătoare a separatorului de praf și a turnului de uscare. După o serie de modificări constructive, printre care cea mai importantă a fost schimbarea tipului separatorului de praf s-a trecut la a doua etapă a cercetărilor experimentale.

În figura 6, se prezintă separatorul de praf modificat.

Într-o primă perioadă a acestei etape de cercetări au fost efectuate încercări care să precizeze regimul optim de funcționare al schemei.

Din analiza rezultatelor obținute în această primă perioadă s-a constatat că regimul optim de funcționare al instalației de pregătirea prafului corespunde următoarelor condiții de funcționare:

— ambrazura de aspirația gazelor de ardere din focar complet deschisă;
— funcționarea morilor exclusiv cu aspirația de gaze de ardere;
— poziția clapetelor separatorului: clapeta I cu o înclinare de 30°, iar clapeta a II-a cu o înclinare de 45°;

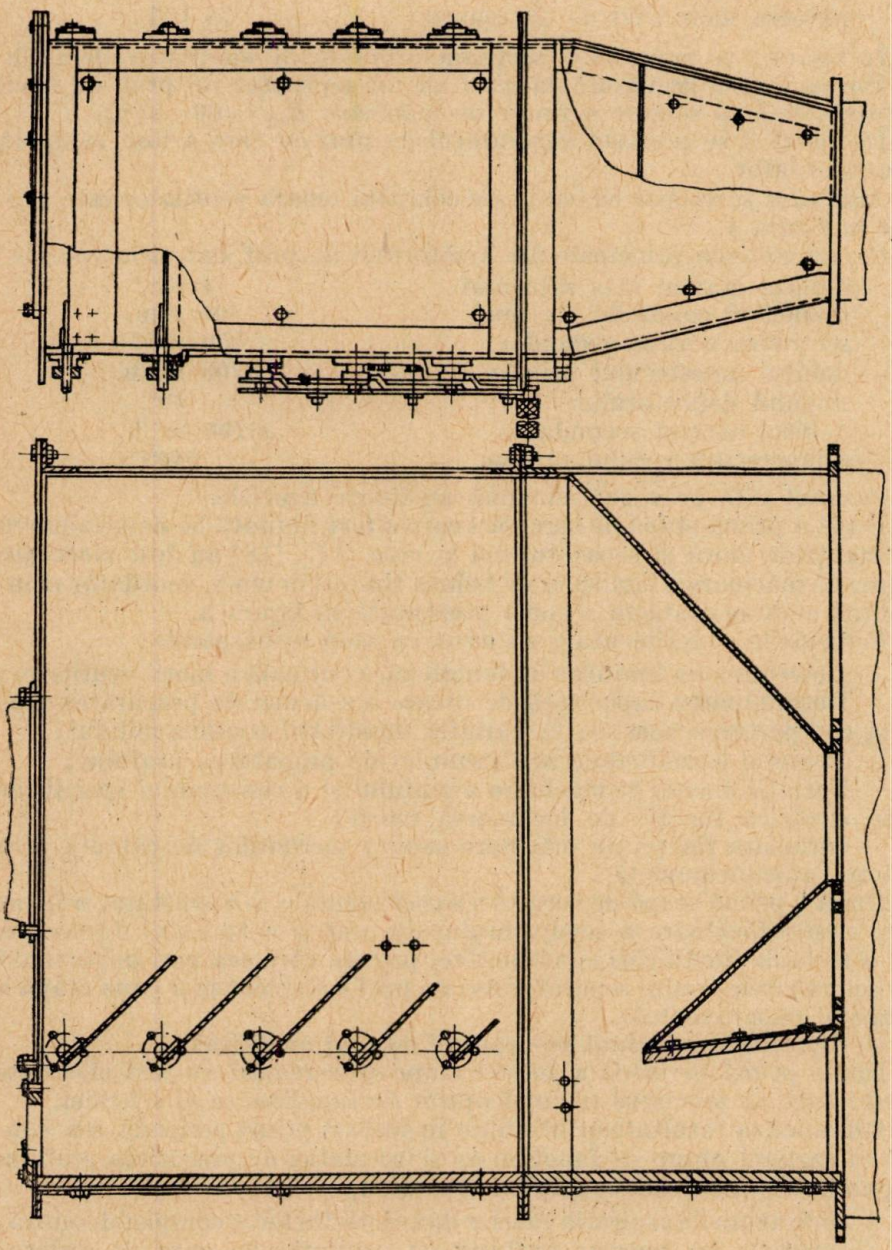


Fig. 3. — Separatorul cu jaluzele al morii ventilator de 4 t/h.

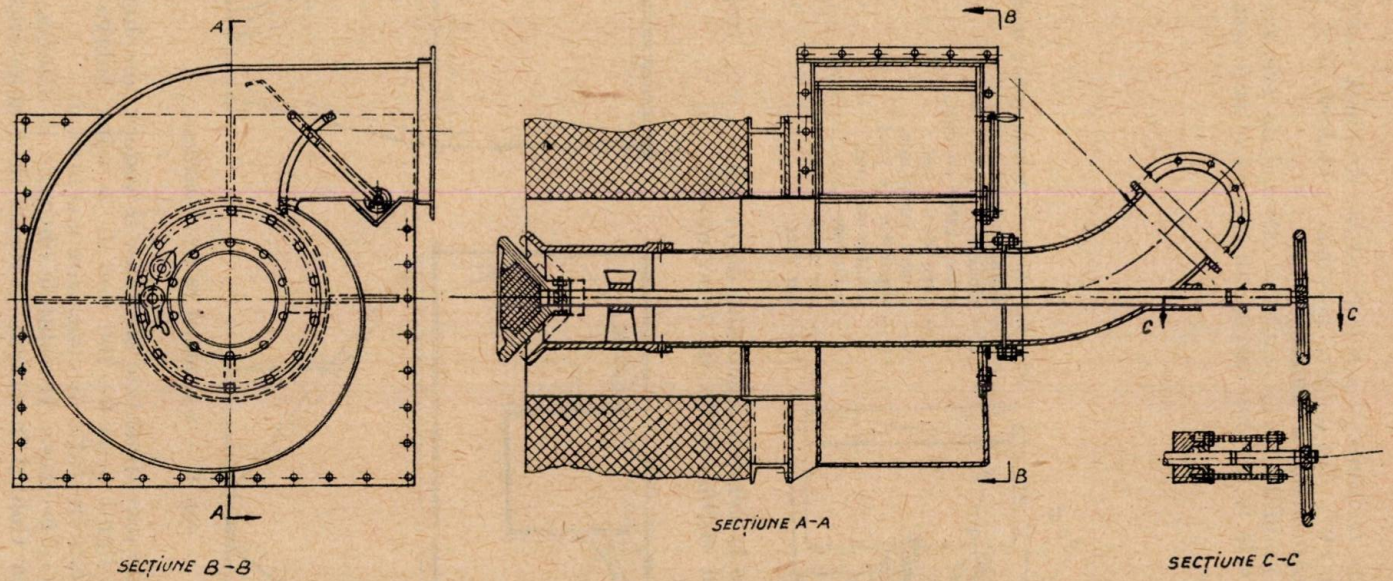


Fig. 4. — Arzătorul turbionar de praf de 4 t/h.

— clapeta de recirculație a separatorului deschisă complet la sarcini ale cazanului sub 80% din debitul nominal și închisă 50% la sarcini ale cazanului de peste această valoare.

În vederea stabilirii performanțelor schemei de preparare a prafului și a comportării sale la diverse sarcini au fost efectuate cercetări experi-

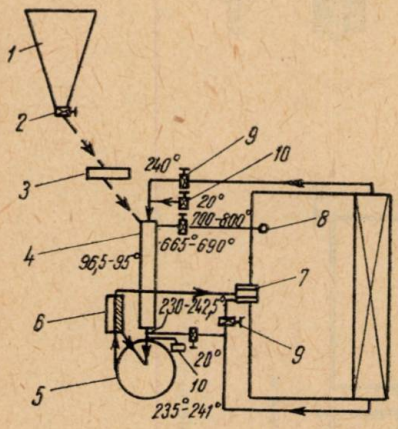


Fig. 5. — Schema funcțională a morii ventilator:
1 — buncăr de cărbune,
2 — șiber,
3 — alimentator cu disc,
4 — turn de uscare,
5 — moară ventilator,
6 — separator de praf,
7 — arzător de praf,
8 — prelevare gaze din focar,
9 — aer cald,
10 — aer rece.

mentale de ardere la debitele cazanului de 11 t/h, 14 t/h, 16 t/h și 20 t/h cu separatorul în regim optim de funcționare.

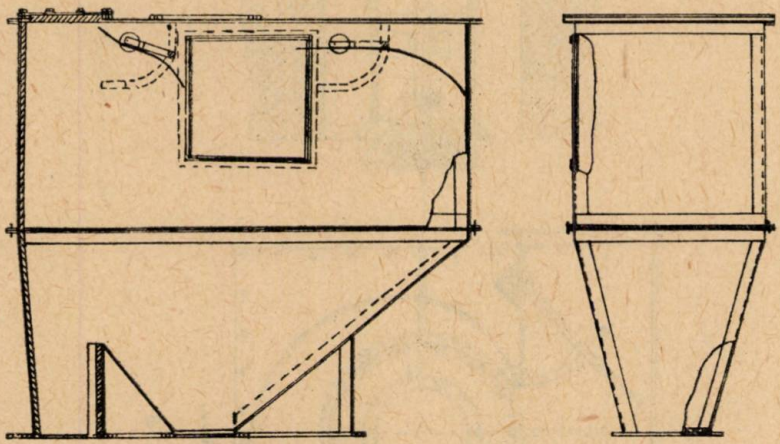


Fig. 6. — Separatorul de praf modificat.

La cercetările experimentale efectuate în vederea omologării instalației a fost folosit lignit ocnă 0—700 mm de la mina Jidava concasat la granulația 0—15 mm în stația de concasare a centralei.

În tabela 2, se prezintă rezultatele obținute la măcinarea lignitului din bazinul Schitu Goleşti în cadrul probelor de omologarea instalației.

Tabela 2

Rezultatele cercetărilor efectuate asupra morilor ventilator

Denumirea parametrului	U/M	Debitul cazanului t/h							
		11		14		16		20	
		m_1	m_2	m_1	m_2	m_1	m_2	m_1	m_2
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Consumul de combustibil (total)	kg/h	3824		5062		6097		7245	
Unitatea combustibil	%	30,71	32,16	30,60	31,23	33,54	32,84	34,03	32,84
Cenușa (la masa de lucru)	%	20,3	19,76	20,20	21,15	14,00	20,70	21,85	18,15
Puterea calorifică inferioară	kcal/kg	2905	2744	2802	2752	3052	2643	2789	2790
Coeficient de măcinabilitate	m_{VTI}	0,68	0,76	0,51	0,62	0,66	0,67	0,70	0,65
Analiza granulometrică									
> 10 mm	%	22,20	36,00	35,70	34,00	26,00	29,50	22,10	45,40
5–10 mm	%	11,80	1,200	10,40	11,60	9,70	10,60	10,50	13,10
3–5 mm	%	2,60	2,70	4,75	3,10	2,80	3,50	3,90	2,20
< 3 mm	%	63,40	49,30	49,15	51,30	61,50	56,40	63,50	39,30
Debitul morilor	kg/h	1724	2100	2395	2667	2994	3103	4036	3209
Finețea de măcinare a prafului									
R_{200}	%	36,40	58,20	48,38	59,67	58,00	62,00	53,48	51,80
R_{88}	%	63,88	79,48	77,0	83,63	75,96	82,20	79,76	76,12
Umiditatea prafului	%	11,53	16,91	10,81	12,92	15,22	16,81	19,93	17,94
Temp. gaze aspirate din focar	°C	486	475	586	666	505	590	599	595

Analizînd valorile prezentate în tabela 2, se constată următoarele :

a) Combustibilul folosit în timpul cercetărilor experimentale a avut caracteristicile energetice prezentate în tabela 3.

Tabela 3

Caracteristicile energetice ale lignitilor folosiți

Parametrul	U/M	Moara 1	Moara 2	Medie	Prevăzut în calcul
Umiditatea totală	%	30,6—34,03	31,23—32,84	31—33,6	31,06
Cenușa (la masa uscată)	%	21—32,1	27—30,8	26,2—30,6	27,8
Puterea cal. inferioară	kcal/kg	2789—3052	2643—2790	2776—2844	2782
Coeficient de măcinabilitate VTI	—	0,51—0,7	0,62— 0,76	—	0,8—1
Analiza granulometrică					
>10 mm	%	22,1—35,7	29,5—45,4	—	max. 3
> 5 mm	%	32,6—46,1	40,1—58,5	—	max. 14

Se remarcă din tabela 3 că morile au funcționat în general cu un combustibil cu o umiditate și o cenușă mai mare decît cea prevăzută în calcul.

De menționat este repartiția granulometrică necorespunzătoare a combustibilului introdus în moară și coeficientul de măcinabilitate cu mult mai scăzut (rezistență la măcinare mai mare) decît cel prevăzut în calcul ca urmare a folosirii lignitului ocnă.

b) Regimul termic și aerodinamic al schemei de prepararea prafului este caracterizat de parametrii a căror valori sînt prezentate în tabela 4.

Din analiza datelor prezentate se constată un regim termic mult mai scăzut în circuitele schemei de pregătirea prafului față de cel prevăzut în calcul ca urmare a așezării nefavorabile a ambrazurilor de aspirația gazelor de ardere din focar impusă de dimensiunile constructive ale focarului.

Regimul aerodinamic al schemei se încadrează în limitele prevăzute în calcul.

c) Caracteristicile prafului rezultat și consumul de energie realizat de mori sînt prezentate în tabela 5.

Ținînd seama de faptul că, pe de o parte, morile au fost alimentate cu lignit cu o granulație inițială cu mult peste prevederile normelor considerate în calcul și, pe de altă parte, că regimul termic al sistemului de pregătirea prafului a fost mai scăzut decît cel considerat, combustibilul a fost măcinat în condiții mai grele decît cele prevăzute, finețea de măcinare a prafului rezultat apare în această situație peste limitele prevăzute în calcul $R_{88} = 79{,}76$ respectiv 76,13% față de 60—64% cît s-a considerat în calcul și cît se admite de fapt de normele de calcul [8].

Pe lîngă condițiile dificile în care au funcționat morile, una din cauzele care au mai contribuit la înrăutățirea fineței de măcinare a fost și faptul că s-a folosit lignit ocnă care are un coeficient scăzut de măcinabilitate.

după metoda VTI, de 0,51 — 0,76 la majoritatea probelor, acesta avînd însă valori sub 0,70.

Tabela 4

Parametrii ce caracterizează regimul termic și aerodinamic al morii ventilator

Parametrul	U/M	Moara 1	Moara 2	Prevăzut în calcul
Temp. gazelor aspirate	°C	599**) (486 — 666)*)	595**) (475 — 666)*)	700 — 800°C
Temp. gazelor la intrarea în moară	°C	208**) (193 — 226)*)	224**) (202 — 251)*)	241
Temp. amestecului după separator	°C	73**) (78 — 102)*)	76**) (76 — 97)*)	95
Depres. gazelor la intrarea în turn	mm CA	6**) (6 — 7)*)	5**) (5 — 6)*)	—
Depres. gazelor la intrarea în moară	mm CA	37**) (32 — 40)*)	34**) (34 — 40)*)	—
Pres. de refulare a morii	mm CA	100**) (77 — 106)*)	97**) (80 — 97)*)	100
Pres. amestec după separator	mm CA	82**) (73 — 83)*)	60**) (53 — 67)*)	55
Pres. amestec înainte arzător	mm CA	55**) (45 — 55)*)	44**) (43 — 50)*)	—

*) Domeniul de variație înregistrat funcție de încărcarea morilor

**) Valori obținute pentru sarcina nominală a morii.

Tabela 5

Caracteristicile prafului și consumul de energie realizat de mori

Parametrul	U/M	Moara 1	Moara 2	Prevăzut în calcul
Încărcarea morii	kg/h	4036 (1724 — 4036)*)	3209 (2100 — 3209)*)	4000
Coef. de măcinabilit. (după VTI)	—	0,7 (0,51 — 0,7)*)	0,65 (0,62 — 0,76)*)	0,8 — 1
Rest pe sita de 200 μ	%	53,48 (36,4 — 58)*)	51,8 (51,8 — 62)*)	—
Rest pe sita de 88 μ	%	79,76 (63,88 — 79,76)*)	76,13 (76,12 — 83,63)*)	60 — 64
Umiditatea prafului	%	19,93 (10,81 — 19,93)*)	17,98 (12,92 — 17,98)*)	16
Consum specific de energie electrică	%	9,75 (9,33 — 16,72)*)	11,50 (7,45 — 13,3)*)	7,02

*) Valori înregistrate funcție de calitatea combustibilului și de încărcarea morilor.

În figura 7, s-a trasat pentru probele de casă şi de omologare variaţia fineţei de măcinare exprimată prin $R_{88\mu}$ funcţie de încărcarea morilor.

Din analiza figurii se constată că nu s-a putut găsi o dependenţă clară între fineţea de măcinare şi încărcarea morilor. Se constată în acest sens o grupare a punctelor experimentale în intervale restrînse (75—79% pentru moara 1, respectiv 76—83% pentru moara 2 într-o gamă de încăr-

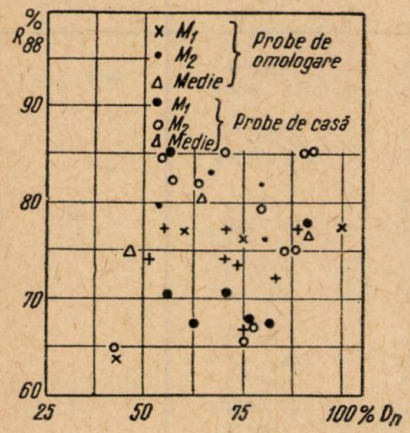


Fig. 7. — Variaţia fineţei de măcinare funcţie de încărcarea morii.

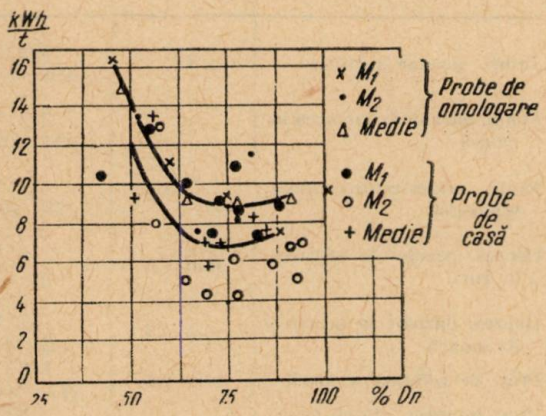


Fig. 8. — Variaţia consumului specific de energie electrică funcţie de încărcarea morilor.

cări ce variază de la 50—100%). Este de remarcat că la folosirea lignitului din depozitul centralei cu care s-au efectuat probele de casă, finețea de măcinare se ameliorează într-o oarecare măsură punctele experimentale grupîndu-se în intervalul 66—72%.

Finețea de măcinare medie ponderată variază în limitele restrînse (R_{88} = 76—80%) pentru lignitul ocnă, respectiv 73—78% pentru lignitul din depozitul centralei.

Uscarea prafului a fost prevăzută a se face de la o umiditate inițială a combustibilului de 31%, pînă la 16%. În încercările efectuate umiditatea inițială a variat între 30,6—34% ceea ce a condus la o umiditate a prafului de 10,8—19,93 (majoritatea valorilor fiind sub 16%) funcție de încărcarea morilor; umiditatea maximă a prafului de 19,93% a fost înregistrată la o încărcare a morii de 4 t/h şi la o umiditate inițială de 34,03%.

Aceasta dovedeşte că ansamblul turn de uscare-moară funcţionează în conformitate cu premisele de calcul, praful fiind introdus în focar cu o pregătire termică bună.

— Consumul specific de energie electrică a variat între 9,33 şi 16,72 kWh/t pentru moara 1 şi 7,45—13,3 kWh/t la moara 2. Se constată un consum specific de energie electrică mai mare la moara 1 deoarece această moară dă o finețe mai bună. Variaţia consumului specific de energie electrică cu încărcarea morilor este prezentată în figura 8 din care se constată un consum optim de energie electrică în jurul valorii de 75% din debitul

nominal al morii. (Curbele s-au trasat pentru consumul specific mediu de energie pentru ambele mori). Din această diagramă se poate de asemenea constata că în cazul măcinării lignitului ocnă consumul specific de energie electrică este mai ridicat cu circa 2 kWh/t față de măcinarea lignitului din depozit. Este de asemenea de observat faptul că majoritatea punctelor

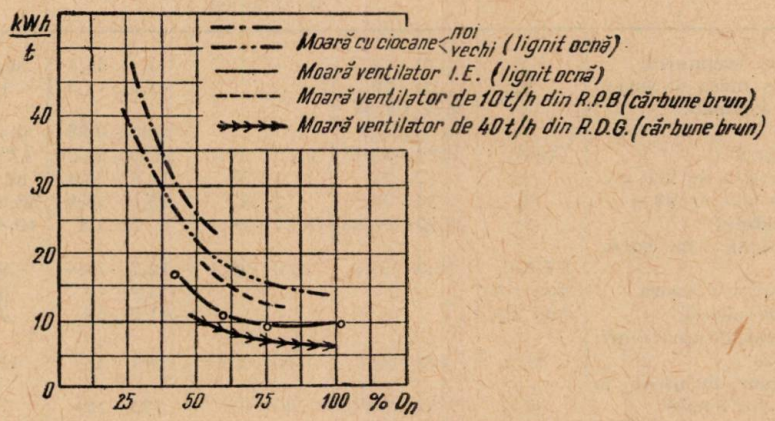


Fig. 9. — Variația consumului specific de energie electrică funcție de încărcarea morii la diverse tipuri de mori.

experimentale ridicate se plasează, pentru o încărcare a morilor care variază între 50 și 100%, între 5 și 10 kWh/t.

d) În figura 9 se prezintă comparativ variația consumurilor de energie funcție de încărcarea morilor la diverse tipuri de mori ventilator comparativ cu morile cu ciocane cu care a fost echipat cazanul înaintea morilor ventilator.

În tabela 6 se prezintă comparativ principalii indici realizați de diverse instalații de măcinare.

Analizînd valorile prezentate în figura 10 și în tabela comparativă 6, se constată următoarele:

— Morile ventilator permit o măcinare a combustibilului cu o umiditate mărită de pînă la 56%. Prin proprietatea morii de autoventilare și uscarea care se realizează în turn cu ajutorul gazelor aspirate din focar umiditatea prafului poate ajunge pînă la valori de 7%.

— Finețea de măcinare realizată poate atinge valori caracterizate prin $R_{88} = 45-60\%$ încadrîndu-se astfel în prescripțiile normelor în vigoare (R_{88} max. 64%) [8].

— Consumul specific de energie electrică este cu mult mai scăzut ca la morile cu ciocane în condițiile măcinării aceluiași combustibil (lignit ocna cu coeficient de măcinabilitate scăzut) (9,33—16,72 kWh/față de 12,9—37,1 kWh la o moară cu ciocanele noi și 22,9—45,4 kWh/t la o moară cu o uzură a ciocanelor doar de 200 ore de funcționare).

Tabela 6

Principalii indici realizați de diverse tipuri de mori

Parametrul	U/M	Moara cu ciocane		Moara ventilator	
		noi	după 200 ore de funcțion.	R.P.B.	I.E.
Umiditatea cărbunelui	%	29—32		35 —56,4	30,6—34,03
Cenușa (la masa de lucru)	%	19—22		32,9—17,3	14—21,85
Coef. de măcinab.	—	0,77 (la W = 11,6%)		0,94—0,98	0,51—0,7
Încărc. morii	kg/h	1124—3917	1150—2413	5250—8320	1724—4036
Restul pe sita de 200 μ	%	17—43	27,5—52	11,8—23,4	36,4—58
Restul pe sita de 88 μ	%	58—76	72—87	45,1—58,3	63,88—79,76
Umid. prafului	%	8,72—10,38	15,21—16,44	7—7,3	10,81—19,93
Cons. specific. de energ. electr.	kWh/t	12,9—37,1	22,9—45,4	12,7—18,6	8,33—16,72
Depres. înainte moară	mm CA	—	—	3,4—10	32—10
Pres. după moară	mm CA	—	—	31,3—56	77—106
Temp. agent. de uscare intr. în moară	°C	192—243	193—243	404—467	193—226
Temp. agent. de uscare la ieșirea din moară	°C	57—70	45—57	125—181	73—102

— Ca urmare a principiului său de funcționare, moara ventilator conduce la consumuri specifice reduse de metal în timpul funcționării (6—12 g/t atît la palete cît și la blindajul statorului) față de 120—190 g/t la morile cu ciocanul [19]. Aceste cifre menționate de literatura de specialitate [19] pentru folosirea paletelor și blindajelor din oțel-carbon urmează să fie verificate și în condițiile concrete de exploatare pe lignit. Se menționează de asemenea de către literatura de specialitate [19] necesitatea înlocuirii în aceste condiții a paletelor rotorului morii și a unei părți (cca. 15—20%) din blindajul statorului după 1 500 ore de funcționare.

Durata funcționării paletelor rotorului și blindajelor statorului crește la 3 000 ore la folosirea oțelului manganos [19]. Practica a dovedit însă că în condițiile funcționării pe lignit din R.P.R., după 1 200 ore de funcționare gradul de uzură este redus neavînd practic nici un fel de influență asupra parametrilor principali ai schemei de prepararea prafului ; uzura se accentuează la cca. 2000 ore de funcționare.

e) Instalația de ardere a cazanului IPROM de 20 t/h cu toate că nu a fost concepută pentru o astfel de schemă de prepararea prafului s-a comportat normal. În tabela 7 se dau comparativ dimensiunile focarului existent și cele recomandate de literatura de specialitate [8] pentru instalația existentă de pregătirea prafului.

Se constată din analiza datelor de mai sus că actualul focar este prea mic atît ca secțiune cît și ca înălțime pentru arderea lignitului în stare pulverizată. Dimensiunile necorespunzătoare ale focarului conduc la creșterea, într-o oarecare măsură a pierderilor prin ardere mecanic și chimic incompletă și la mărirea posibilităților de depunere a zgurii pe pereții focarului.

Tabela 7

Dimensiunile existente și recomandate pentru focarul cazanului de 20 t/h pe lignit

Denumirea	*U/M*	Existent	Recomandat
Distanța dintre axa arzătoarelor și începutul pîlniei de zgură	m	2,5	1,7
Distanța dintre axa arzătoarelor și peretii laterali ai focarului	m	1,2	1,5—1,8
Distanța dintre axele arzătoarelor	m	1,2	1,6—2,0
Adîncimea focarului	m	4,1	4,5
Lățimea totală a focarului pentru două arzătoare	m	3,4	4,6—5,6
Distanța pe verticală dintre axa arzătorului și jumătatea festonului	m	6	7—10

În figura 10 se prezintă variația pierderilor de căldură prin ardere mecanic incompletă funcție de finețea de măcinare a prafului.

f) Parametrii principali realizați de cazanul de 20 t/h la diverse sarcini pe cărbune ocnă cu mori ventilator și cu mori cu ciocane se prezintă informativ în tabela 8 datele complete fiind prezentate în lucrarea [21].

Analizînd valorile tabelei 8 se constată :

— Cazanul funcționează normal în condițiile arderii lignitului ocnă, între debitele de 11 t/h și 20 t/h față de 8—17 t/h cît a fost determinat în timpul funcționării cazanului cu mori cu ciocane.

— Temperatura aburului supraîncălzit, variază funcție de sarcină între 431 și 450°C față de 388—450°C în timpul funcționării cu mori cu ciocane.

— Temperatura gazelor de ardere în focar variază funcție de sarcina în schema cu mori ventilator între 1090 și 1207°C.

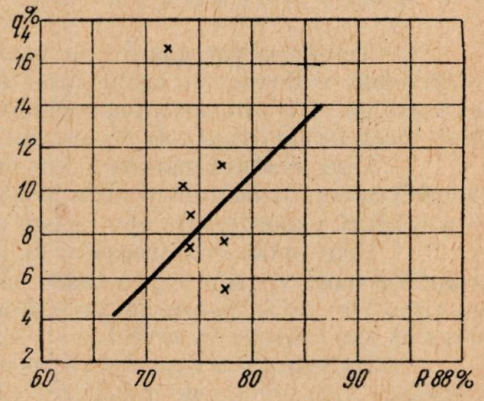


Fig. 10. — Variația pierderilor de căldură prin ardere mecanic incompletă funcție de finețea de măcinare a prafului.

— Excesul de aer în focar variază între 2,0—1,26 în cazul funcționării cu mori ventilator față de 2,54—1,37 în cazul funcționării cu mori cu ciocane, marcînd astfel o îmbunătățire a condițiilor de ardere în focar în cazul morilor ventilator ca urmare a omogenizării mai bune aer-combustibil și a unei pregătiri termice corespunzătoare prafului în această variantă.

Tabela 8

Parametrii principali ai cazanului de 20 t/h obţinuţi la încercările de omologare efectuate asupra morilor ventilator şi asupra morilor cu ciocane *) [22]

Parametrul	U/M	Mori ventilator				Mori cu ciocane		
		Sarcina cazanului t/h				Sarcina cazanului t/h		
		11	14	16	20	8	12	17
Debitul cazanului(medie apă-abur)	t/h	11,549	14,097	16,179	20,036	8,355	12,00	16,979
Presiunea aburului supraîncălzit	ata	19,47	20,13	19,90	20,00	19,28	20,04	20,19
Temperatura aburului supraîncălzit	°C	431	418,7	435	450	388	404	450
Temperatura gazelor în focar	°C	1 090	—	1 164	1 207	—	—	—
Excesul de aer în focar	—	2,0	1,78	1,42	1,26	2,54	1,87	1,37
Temperatura înainte de supraîncălzitor	°C	641	706	716	808	450	548	651
Temperatura înainte de economizor	°C	483	530	536	626	411	455	527
Temperatura gazelor la coş	°C	187	190,6	207,5	224,2	143	162	189
Excesul de aer la coş	—	2,10	1,87	1,73	1,29	3,65	2,61	1,93
Pierderi de căldură prin entalpia gazelor	%	12,24	9,09	11,83	9,54	11,58	13,52	11,34
Pierderi de căldură prin ardere chimic incompletă	%	0,50	2,25	0,43	0	0	0	0
Pierderi de căldură prin ardere mecanic incompletă	%	4,37	3,84	4,48	10,06	32,49	2,32	14,14
Pierderi în mediu ambiant	%	3,30	2,53	2,00	1,76	2	2	2
Randamentul (indirect)	%	79,59	82,31	81,21	78,64	53,92	82,16	72,52
Încărcarea termică a focarului	$\frac{10^3 \text{ kcal}}{\text{m}^3\text{h}}$	86,90	113,30	139,80	163,00	65,94	91,97	138,00

*) Datele se referă la încercări pe lignit ocnă.

— Temperatura gazelor la intrarea în supraîncălzitor înregistrează valori mai ridicate, în cazul funcţionării cazanului cu mori ventilator, cu circa 50—100°, iar înaintea economizorului cu circa 10—20°C, diferenţele mai mari înregistrîndu-se la sarcini parţiale.

— Temperatura gazelor la coş creşte cu circa 10—20°C în cazul funcţionării cazanului cu mori ventilator ca urmare a regimului termic mai ridicat şi a scăderii excesului de aer la coş de la 1,93—3,65 pînă la 1,73—2,10.

— Prin reducerea excesului de aer la coş, în cazul funcţionării cazanului cu mori ventilator, cu toate că temperatura gazelor e mai ridicată cu circa 10—20°C, pierderile de căldură prin entalpia gazelor de ardere la coş sînt mai scăzute cu circa 1,5—2% (9,09—12,24% faţă de 11,34—13,52).

— Ca urmare a faptului că focarul actual al cazanului este necorespunzător unei scheme de pregătirea prafului aşa cum s-a arătat în tabela 7, în cazul funcţionării cazanului cu mori ventilator apar pierderi prin ardere chimic incompletă situate în jurul valorii de 0,5% valoarea de 2,23% nefiind de luat în considerare deoarece se abate mult de la domeniul de variaţie al acestor pierderi la celelalte încercări experimentale.

— Pierderile prin ardere mecanic incompletă, ca urmare a faptului că focarul este necorespunzător dimensionat, variază între 4,37—10,06% în cazul funcţionării cazanului cu mori ventilator, faţă de 2,32—14,14% în cazul funcţionării cazanului cu mori cu ciocane; valoarea de 32,49% înregistrată în cazul funcţionării cazanului cu această ultimă schemă de

prepararea prafului nu o considerăm ca reală, randamentul cazanului, determinat pe cale directă fiind de 73,50%.

Montarea schemei de prepararea prafului cu mori ventilator la un focar adecvat și mărirea fineței de măcinare a prafului pînă la R_{88} de maximum 64% va conduce la reducerea completă a pierderilor prin ardere chimic incompletă și la reducerea simțitoare a pierderilor prin ardere mecanic incompletă.

Valorile randamentului cazanului la funcționarea cu mori ventilator, cu excepția valorii determinată pe cale directă la sarcina de 16 t/h care se abate sensibil de la domeniul de variație, se încadrează în domeniul 75—82,3% situîndu-se cu 0,5—3% funcție de regimul de încărcare, deasupra valorilor înregistrate la funcționarea cazanului cu mori cu ciocane.

Încărcările termice ale focarului obținute la funcționarea cu mori ventilator se apropie de limita superioară recomandată de literatura de specialitate pentru încărcarea focarelor echipate cu arzătoare de praf pentru arderea cărbunilor bruni (200.10^3 kcal/m^{3}h) și depășesc valorile recomandate pentru încărcările termice ale focarelor prevăzute cu mori cu puț și ambrazură (150.10^3 kcal/m^{3}h).

CONCLUZII

Din analiza rezultatelor obținute și a datelor comparative prezentate în tabelele 6 și 8 și figura 10, se pot trage următoarele concluzii :

a) Schema de prepararea prafului echipată cu mori ventilator propusă de Institutul de energetică, deși a fost experimentată în condițiile cele mai defavorabile (lignit cu un coeficient de măcinabilitate după metoda VTI de 0,5—0,8 și arderea prafului într-un focar profilat necorespunzător acestei scheme) a dat rezultate bune la măcinarea și arderea prafului de lignit din bazinul Schitu Golești.

b) În conformitate cu rezultatele obținute în cercetările efectuate menționate în literatura de specialitate [8], [16], [19], se constată o capacitate sporită a schemei de adaptare la o variație în limite largi a calității combustibilului. Rezultatele obținute în R.P. Bulgaria demonstrează valabilitatea schemei pînă la o umiditate a combustibilului de pînă la 56% și o putere calorifică inferioară de pînă la 1500 kcal/kg [16].

c) Schema de prepararea prafului propusă de Institutul de energetică pentru cazanul IPROM de 20 t/h a funcționat normal, în conformitate cu premisele de calcul în domeniul de încărcare al morilor de 1,7—4 t/h asigurînd funcționarea normală a cazanului.

d) Finețea de măcinare a prafului rezultat la măcinarea ligniților din bazinul Schitu Golești este sub limita recomandărilor literaturii de specialitate pentru arderea cărbunilor tineri. În vederea măririi fineței de măcinare, pentru condițiile impuse de măcinarea ligniților din R.P.R. este necesar ca la construcțiile viitoare de mori ventilator să se aibă în vedere următoarele :

— mărirea vitezei periferice a rotorului morii pînă la limita superioară recomandată de literatura de specialitate [8], [22], [23],

viteza recomandată de cercetătorii Institutului de energetică fiind de 100 m/s.

— Mărirea secțiunilor separatorului de praf peste limitele prevăzute de literatura de specialitate [8], [19] în vederea separării particulelor de praf care apar în procesul de măcinare sub formă de plăci cu portanță mare (fenomen specific ligniților).

În actualele condiții moara ventilator experimentată produce praful la finețea de măcinare corespunzătoare morii cu ciocane cu puț și ambrazură în stare nouă. Experimental s-a constatat că dacă la morile cu ciocane ventilate cu ventilator auxiliar finețea de măcinare se reduce sensibil după 200 ore de funcționare și ajunge inadmisibilă după 800—1 200 ore de funcționare, cerînd înlocuirea ciocanelor morii, la morile ventilator ca urmare a faptului că sînt autoventilate finețea de măcinare nu variază practic în timp (la 1 200 ore de funcționare morile își păstrează complet caracteristicile).

e) Din analiza valorilor prezentate în figura 10 se constată că în intervalul de încărcare 60—100% în condițiile măcinării lignitului ocnă, moara ventilator realizează un consum mediu de 6—10 kWh/t funcție de calitatea combustibilului și de încărcarea morii față de 14—20 kWh/t la moara cu ciocane noi sau 25 kWh/t la moara cu ciocanele după 200 ore de funcționare.

În acest domeniu, cel mai frecvent în exploatare, moara ventilator consumă 50% din consumul de energie al morilor cu ciocane. Această concluzie este de asemenea remarcată pentru ligniții din R.P.R. în lucrarea [9]. Comparativ cu rezultatele obținute în străinătate, consumurile de energie electrică realizate de moara ventilator propusă de Institutul de energetică se plasează pe centrul intervalului de variație, cu mențiunea că curbele trasate pentru morile încercate în străinătate se referă la mori ventilator care realizează o finețe de măcinare a prafului mai ridicată (R_{88} = 45 — — 60%) în cazul măcinării cărbunilor bruni.

f) Moara ventilator prin însăși principiul său de funcționare permite aspirația gazelor de ardere din focar, realizînd astfel pregătirea prafului în condițiuni optime indiferent de umiditatea inițială a combustibilului. Din acest punct de vedere, literatura de specialitate menționează că schema de pregătirea prafului funcționează satisfăcător pînă la o umiditate inițială a combustibilului de 60%, schema permițînd o uscare a combustibilului pînă la 0,43 kg apă/kg combustibil și se pretează să fie folosită la cazane cu debite de abur de pînă la 12 t/h [8]. În condițiile experimentale realizate de schema propusă de Institutul de energetică umiditatea prafului realizat, la umiditatea inițială a lignitului de 30—34%, a fost în general sub 16%, praful astfel pregătit menținînd o stabilitate ridicată a aprinderii sale în focar.

g) Ca urmare a calităților sale remarcabile de autoventilare, moara ventilator permite montajul în amonte a unui turn de uscare a combustibilului și în aval a unui separator de praf și a unui arzător fără a mai fi necesar un ventilator auxiliar de vehicularea agentului uscător.

După cum s-a constatat în timpul experimentărilor montarea separatorului de praf permite menținerea fineței de măcinarea morii asigurînd astfel focarul cu praf de calitate aproape uniformă.

Literatura de specialitate menționează că aceste mori să fie prevăzute cu arzătoare cu fante. Cercetătorii Institutului de energetică ținînd seama de caracteristicile acestor mori, au propus pentru prima dată prevederea acestor mori cu arzătoare turbionare de tipul ORGRES.Experiența practică a dovedit că arzătoarele turbionare dau rezultate bune, deoarece realizează o omogeneizare intensă a amestecului aer-praf și permit variația lungimii flacării în limite largi.

h) Caracteristicile energetice ale ligniților din R.P.R. (coeficient scăzut de măcinabilitate, conținut ridicat de balast și excesiv de cenușă, pronunțate tendințe de zgurificare, pericol de explozia prafului ca urmare a conținutului ridicat de materii volatile), impun instalațiilor de pregătirea prafului menținerea unor limite bine stabilite pentru gradul de pregătire al prafului și pentru omogeneizarea amestecului aer-praf la introducerea acestuia în focar în vederea asigurării stabilității procesului de ardere. Aceste condiții impuse de caracteristicile ligniților din R.P.R. după cum reiese din experiența unor țări vecine (R.P.B., R.S.C.) nu pot fi satisfăcute de morile cu ciocane cu puț și ambrazură din care cauză această schemă este în curs de înlocuire cu mori ventilator [24]. În U.R.S.S. unde morile cu ciocane cu puț și ambrazură au căpătat cea mai largă răspîndire după al doilea război mondial, se caută în prezent a se abandona această schemă și a se trece la schema de pregătirea prafului cu mori ventilator, acestea din urmă intrînd în ultimul timp în preocupările unor institute de cercetări de specialitate ca T.K.T.I., V.T.I. etc.

i) În aceleași condiții de funcționare schema de prepararea prafului cu mori ventilator, aduce în discuție următoarele avantaje față de celelalte tipuri de scheme de pregătirea prafului :

— instalație compactă, sigură și extrem de elastică în exploatare ;

— schemă de prepararea prafului simplă care conduce în fabricație la consumuri de metal cu mult mai scăzute decît schemele similare din punct de vedere funcțional ;

— ca urmare a principiului său de funcționare moara conduce după cum prevede literatura de specialitate [19] la consumuri specifice reduse de metal în exploatare (6—12 g/t la paletele rotorului și blindajele statorului).

j) Pe baza cercetărilor efectuate de Institutul de energetică al Academiei R.P.R., pe baza rezultatelor obținute la funcționarea timp de peste 5 000 ore a schemei de pregătirea prafului cu mori ventilator, pe baza tendințelor de dezvoltare ale schemelor de pregătirea prafului și pe baza literaturii moderne de specialitate [8], [22], [23] [24], [25], [26], [27], în condițiile impuse de caracteristicile energetice ale ligniților din R.P.R., cercetătorii Institutului de energetică consideră că în cazul arderii raționale a ligniților romînești, schema cea mai indicată de prepararea prafului este cea echipată cu mori ventilator a cărei aplicare și generalizare conduce la economii însemnate de energie electrică și de metal.

RECHERCHES SUR LE BROYAGE DU LIGNITE DU BASSIN SCHITU GOLEŞTI DANS LE SCHÉMA DE LA PRÉPARATION DE LA POUSSIÈRE AU MOYEN DES BROYEURS-VENTILATEURS

RÉSUMÉ

Les auteurs présentent l'installation expérimentale pour brûler les lignites du bassin de Schitu Goleşti, équipée de broyeurs-ventilateurs. Ils analysent l'installation et les résultats obtenus avec cette installation, en les comparant aux résultats fournis par le broyage des lignites au moyen des moulins à marteaux, à puits et embrasure.

Dans leurs conclusions, les auteurs indiquent les avantages technico-économiques qu'offre, pour la combustion des lignites roumains, l'utilisation des schémas pour la préparation de la poussière avec des broyeurs-ventilateurs.

BIBLIOGRAFIE

1. * * * *Directivele Congresului al III-lea P.M.R.* Ed. politică, 1960, 15—16.
2. GH. GHEORGHIU-DEJ, *Raport la cel de-al III-lea Congres P.M.R.* Ed. politică, 1960, 28.
3. D. BUIMOVICI, D. BICLEŞANU, *Măcinabilitatea cărbunilor din R.P.R. I. Metoda morii cu bile.* Studii şi cercetări de energetică, VII, *3*, 411—423 (1957).
4. I. CARABOGDAN, *Măcinabilitatea unor cărbuni din R.P.R. II. Metoda morii ventilator.* Studii şi cercetări de energetică, IX, *1*, 7—21 (1959).
5. — *Măcinabilitatea unor cărbuni din R.P.R. Echivalenţa coeficienţilor de măcinabilitate determinaţi prin metodele morii ventilator şi cei determinaţi prin metodele internaţionale.* Studii şi cercetări de energetică, IX, *3*, 529—531 (1959).
6. Н. А. ЛЕБЕДЕВ, И. И. ВОЛКОВ, А. Г. СЕЙНИН, *Сжигание подмосковного угля и отходов обогащения донецких углей.* ВПК, Белгород, 1957.
7. E. RAMMLER, *V. Wissenschaftliche Tagung der BTG, Leipzig, 24—25 sept. 1959.* Discussionsbeitrag, Freiberger Forschungshefte, A-*175*, 154 (1960).
8. * * * *Нормы расчета и проектирования пылеприготовительных установок.* ВТИ—ТКТИ, Москва-Ленинград, 1958.
9. AL. CURELARU, *Prepararea şi arderea prafului cu granulaţie mare provenit din măcinarea cărbunilor inferiori din R.P.R.* Energetica ASIT, VII, *2*, 65—71 (1959).
10. N. PANOIU, I. CARABOGDAN, C. CAZACU, *Aspecte ale măcinării lignitilor în mori cu ciocane.* Studii şi cercetări de energetică, VIII, *3*, 337—347 (1958).
11. Н. А. ЛЕБЕДЕВ, *Пылеприготовление на электростанциях.* Госэнергоиздат, Москва, 1949.
12. B. REICH, *Der Entwicklungsstand von Schlager und Schlagradmühlen für Rohbraunkohle.* Energietechnik, *7*, 311—320 (1956).
13. H. LENKEWITZ, *Probleme der Braunkohlenfeuerungen.* Mitteilungen VGB, *51*, 386—404 (1957).
14. E. HILDEBRANDT, *Erfahrungen an Dampferzeugern insbesondere Feuerungen im Kraftwerk Elbe.* Energietechnik, *7*, 317—327 (1957).
15. H. J. GEHLSEN, *Betriebserfahrungen mit hochbelasteten Schlagermühlenfeuerungen mit Rauchgas Rücksaugung.* Energietechnik, *7*, 303—316 (1957).
16. N. PĂNOIU, *Unele aspecte ale măcinării lignitilor cu ajutorul morii ventilator.* Energetica ASIT, *4*, 144—146 (1959).
17. N. PĂNOIU, I. CARABOGDAN, G. SINGER, C. CAZACU, *Unele probleme ale măcinării lignitilor cu ajutorul morii ventilator.* Studii şi cercetări de energetică, IX, *4*, 593—601 (1959).

18. N. PĂNOIU, G. SINGER, I. CARABOGDAN, *Rezultate obținute la măcinarea ligniților cu moara ventilator construită în R.P.R.* Energetica, *2*, 60—63 (1960).
19. П. В. РОМАДИН, *Пылеприготовление*. Госэнергоиздат, Москва, 1953.
20. М. Н. ПЯТЫШКИН и И. Г. СУББАКИН, *О размоле закарпатского лигнита в шахтной мельнице и о типе пригодной для него топки*, din cu egerea de articole : *Топливоиспользование и тепловые электрические станции*, Издательство Академии Наук Украинской ССР, Киев, 1958.
21. N. PĂNOIU, I. CARABOGDAN, G. SINGER, *Cercetări privind schemele de prepararea prafului în instalațiile de ardere pentru cazane de debite mijlocii și mari pe lignit echipate cu mori ventilator cu aplicații la cazanul IPROM de 20 t/h*. Protocol I.E.
22. П. В. ОЗОКИН, *Анализ работы мелющих вентиляторов*. Теплоэнергетика, *6*, 47—49 (1960).
23. Н. И. ДУБОВСКИЙ, *Анализ работы мелющих вентиляторов и перспективы их развития*. Теплоэнергетика, 10, 55—59 (1959).
24. * * * *Prehlika ktera potesila*. Energetika ČSR 12, 647 (194).
25. * * * *Erfahrungen mit Braunkohlenfeuerungen*. Mitteilungen, VGB, *59*, 75—91 (1959).
26. H. LENKEWITZ, *Probleme der Braunkohlenfeuerungen*. Mittleilungen VGB, *51*, 386—404 (1957).
27. LELAURIN, LIEBRAY, KERN, *La centrale thermique à lignite d'Ajurnax*. La technique moderne. *1*, 18—28 (1959).

COCS BRICHETE DIN CĂRBUNI NEAGLUTINANȚI SAU SLAB AGLUTINANȚI PRIN TRATAMENT TERMOCHIMIC

VI. VARIAȚIA REZISTENȚEI MECANICE, ÎN FUNCȚIE DE PROCENTUL DE LIANT, DURATA ȘI TEMPERATURA TRATAMENTULUI TERMOCHIMIC *)

DE

I. BLUM, I. NISTOR, F. ȘTEFĂNESCU și V. TĂZLĂUANU

Cercetările începute în anul 1958 privind procedeul de fabricare al cocsului brichete din cărbuni neaglutinanți sau slab aglutinanți prin tratament termochimic, au arătat că acest procedeu reprezintă o cale indicată pentru obținerea unui cocs metalurgic de calitate superioară în R.P.R.

Rezultatele cercetărilor efectuate în fază laborator și pilot [1], [2] au demonstrat, pe de o parte, oportunitatea experimentării procedeului la scară semiindustrială, iar pe de altă parte, necesitatea aprofundării cercetărilor de laborator începute [3], [4].

Utilizarea bitumului de petrol parafinos, disponibil în țara noastră, a creeat posibilitatea obținerii unui cocs brichete cu rezistență mecanică și termică mai ridicată decît se poate realiza prin folosirea smoalei de cărbune.

Din studiile efectuate asupra diverselor sorturi de bitumuri parafinoase, a reieșit comportarea optimă din punctul de vedere al rezistenței mecanice a bitumurilor cu punct de înmuiere relativ coborît (50—75°C după metoda I.B.).

În cercetările de laborator pentru urmărirea variației rezistenței mecanice a cocsului brichete în funcție de procentul de liant, durata și temperatura tratamentului termochimic, s-a lucrat cu mărunt de cocs, utilizîndu-se ca lianți trei sorturi de bitum de petrol parafinos cu punct de înmuiere coborît și anume :

— bitum neoxidat Teleajen (T_n reziduu de la dezasfaltarea cu propan ;

*) Lucrare prezentată Institutului de energetică la data de 15 decembrie 1961.

— bitum Cîmpina neoxidat (C_n);

— bitum Cîmpina, special (C_s) fabricat printr-o suflare menajată a semigudronului, pentru obținerea unui punct de înmuiere mai scăzut.

Caracteristicile materiei prime sînt prezentate în tabela 1.

Tabela 1

Caracteristicile materiei prime

a. Cocs mărunt

	Analiza tehnică			Analiza elementară	
	$W^a_{\%}$	$A^a_{\%}$	$V^a_{\%}$	$H^a_{\%}$	$C^a_{\%}$
Cocs mărunt	0,62	15,71	2,55	0,71	79,12

Compoziția granulometrică medie a cocsului mărunt

Clasa granulometrică	%
<0,25 mm	13,40
0,25—0,50 „	7,50
0,50—0,75 „	9,30
0,75—1,00 „	11,70
1,00—1,50 „	11,40
1,50—2,00 „	5,40
2,00—2,50 „	19,80
>2,50 „	21,50

b. Bitumuri

Nr. crt.	Bitum	Indice	Punct de înmuiere I.B.°C	Indice Conradson %	Materii volatile %	Umiditate %	Punct de inflamabilitate Marcussou °C
1	Bitum parafinos neoxidat Teleajen, reziduu de la desasfaltarea cu propan	T_n	50	24	87,0	<0,1	334
2	Bitum parafinos Cîmpina, neoxidat	C_n	58	17	88,4	<0,1	337
3	Bitum parafinos industrial Cîmpina, special oxidat	C_s	71	23	83,7	<0,1	321

Amestecul pentru brichetare s-a făcut la o temperatură superioară cu circa 10 grade punctului de înmuiere al bitumului respectiv, liantul fiind adăugat topit. Brichetele, de formă cilindrică, cu diametrul de 40 mm și greutate 50 g au fost obținute la o presiune de 330 kg/cm².

Tratamentul termochimic al brichetelor s-a făcut în retorte metalice, cu gaze arse conținînd 17—18% O_2, la temperaturi cuprinse între 230 și 280°C. Răcirea brichetelor s-a făcut cu apă.

Aprecierea calității cocsului obținut, s-a făcut funcție de rezistența mecanică a brichetelor (determinată la toba de laborator Nedelmann cu o turație a axului de circa 1 075 rot/min.) și de procentul de materii volatile.

1. VARIAȚIA PROCENTULUI DE LIANT

Au fost făcute încercări de brichetare cu procente variabile de liant (8—15%), cu cele trei bitumuri menționate; s-au menținut constante atît temperatura oxidării (250°C) cît și durata de oxidare (4 ore).

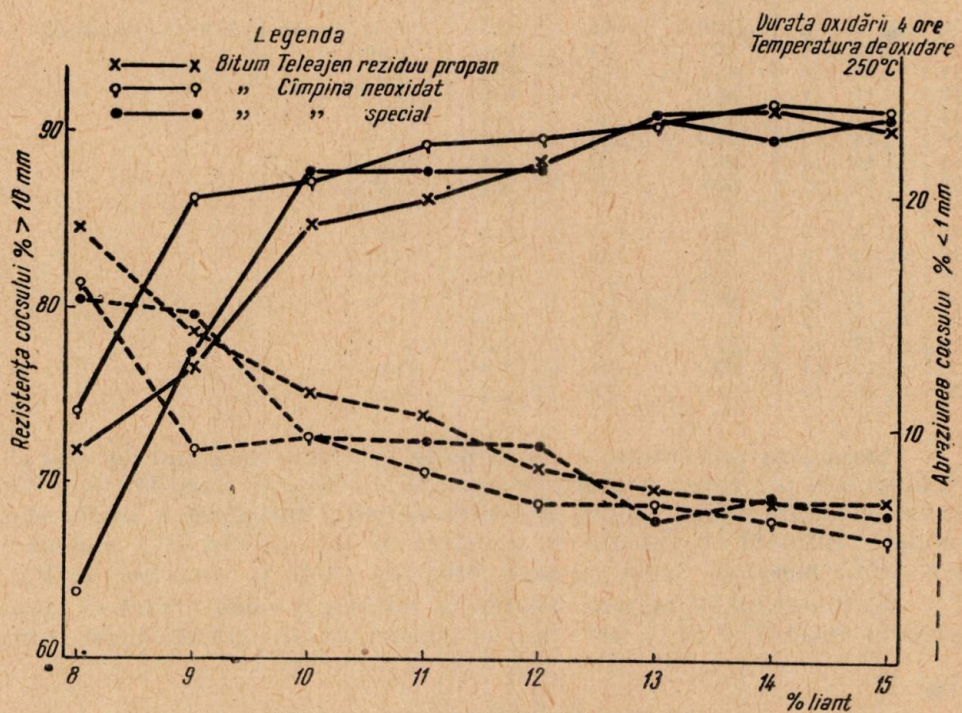


Fig. 1. — Variația rezistenței mecanice a cocsului brichete, funcție de procentul de deliant.

Rezultatele obținute, prezentate în tabela 2 și figura 1, arată următoarele:

a) Rezistența mecanică a brichetelor oxidate crește o dată cu mărirea procentului de liant.

Valoarea optimă a adaosului de liant este 10—11%. O scădere sub această limită — avantajoasă din punct de vedere al materiilor volatile — este prohibitivă în ceea ce privește rezistența.

Tabela 2

Variaţia rezistenţei mecanice a cocsului brichete funcţie de procentul de liant

Nr. crt.	Proba	Liant %	Rezistenţă brichete oxidate			V^{daf}% brichete oxidate	Obs.
			> 10 mm	10—1 mm	< 1 mm		
1	2	3	4	5	6	7	8
1	C_n 8	8	74,2	9,4	16,4	5,44	Temperatura de oxidare 250°C.
2	C_n 9	9	86,6	3,5	9,9	8,33	Durata oxidării 4 ore
3	C_n 10	10	87,3	3,0	9,7	9,02	
4	C_n 11	11	89,2	2,7	8,1	9,65	
5	C_n 12	12	89,9	3,2	6,8	10,84	
6	C_n 13	13	90,7	2,4	6,9	10,89	
7	C_n 14	14	91,8	1,9	6,3	10,96	
8	C_n 15	15	91,2	3,5	5,3	11,55	
9	T_n 8	8	72,0	9,5	18,5	6,13	Presiunea de brichetare 330 kg/cm²
10	T_n 9	9	76,6	9,4	14,0	7,49	
11	T_n 10	10	85,1	3,5	11,4	8,34	
12	T_n 11	11	86,2	3,2	10,6	9,27	
13	T_n 12	12	88,3	3,3	8,4	9,52	
14	T_n 13	13	91,2	1,5	7,3	9,76	
15	T_n 14	14	91,5	1,7	6,8	10,19	
16	T_n 15	15	90,4	2,7	6,9	11,71	
17	C_s 8	8	63,8	20,9	15,3	5,55	
18	C_s 9	9	77,5	7,9	14,6	7,31	
19	C_s 10	10	87,9	2,4	9,7	8,15	
20	C_s 11	11	88,0	2,7	9,3	10,36	
21	C_s 12	12	88,1	2,7	9,2	10,70	
22	C_s 13	13	91,1	2,8	6,1	10,81	
23	C_s 14	14	89,9	3,1	7,0	11,90	
24	C_s 15	15	91,0	2,6	6,4	12,81	

Majorarea procentului de liant peste 11% este de asemenea neinteresantă, atît din cauza creşterii procentului de materii volatile, cît şi din cauza efectului redus asupra măririi rezistenţei mecanice a brichetelor oxidate. Bitumul cu punctul de înmuiere cel mai coborît (C_n) conferă o rezistenţă mecanică bună cocsului brichete, chiar în procente de 9%.

b) Procentul de materii volatile în brichetele oxidate variază aproximativ între 5 şi 13%, crescînd pe măsura măririi cantităţii de liant.

2. VARIAŢIA DURATEI DE OXIDARE

Pentru determinarea duratei optime de oxidare s-a lucrat cu cei trei lianţi în procentele următoare :

— Teleajen reziduu de la dezasfaltarea cu propan-10 şi 11%;
— Cîmpina neoxidat — 9 şi 10%;
— Cîmpina special oxidat — 10 şi 11%.

Temperatura de oxidare a fost menţinută constantă (250°C).

Durata de oxidare a fost variată de la 2 la 3,4 și 6 ore. Rezultatele obținute sînt prezentate în tabela 3 și figura 2.

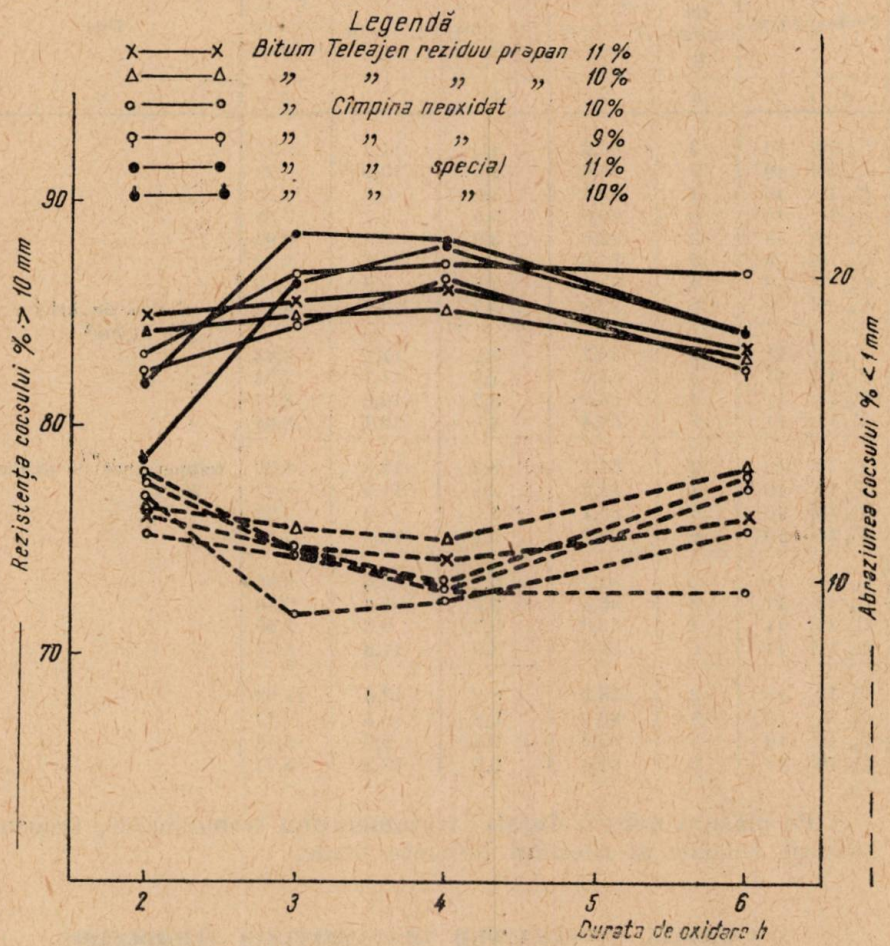


Fig. 2. — Variația rezistenței mecanice a cocsului brichete, funcție de durata de oxidare.

Analiza acestor rezultate arată următoarele:

a) Rezultate bune în ceea ce privește rezistența mecanică a cocsului brichete se obțin la durate de oxidare de 3 și 4 ore;

b) Prelungirea duratei tratamentului termochimic pînă la 6 ore este însoțită de o ușoară scădere a rezistenței mecanice a cocsului, ceea ce dovedește că, într-o primă fază, tratamentul termic cu oxigen conferă rezistență mecanică și termică brichetelor, iar prelungirea duratei tratamentului este dăunătoare calității cocsului, fiind însoțită de legarea oxigenului care provoacă scăderea rezistenței mecanice a brichetelor;

Tabela 3

Variaţia rezistenţei mecanice a cocsului brichete funcţie de durata de oxidare

Nr. crt.	Proba	Liant	Durata de oxidare h	Rezistenţă brichete oxidate			V^a % brichete oxidate	Obs.
				> 10 mm %	10—1 mm %	< 1 mm %		
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	C_n 10	10	2	83,2	5,2	11,6	9,27	
2	C_n 10	10	3	86,6	2,5	10,9	9,29	
3	C_n 10	10	4	87,3	3,0	9,7	7,76	
4	C_n 10	10	6	86,8	3,5	9,7	7,85	
5	C_n 9	9	2	82,6	3,9	13,5	9,94	
6	C_n 9	9	3	84,6	4,3	11,1	8,42	
7	C_n 9	9	4	86,6	3,5	9,9	8,79	
8	C_n 9	9	6	82,8	3,7	13,5	8,17	presiunea de brichetare 330 kg/cm²
9	T_n 11	11	2	84,7	3,2	12,1	8,42	
10	T_n 11	11	3	85,6	3,3	11,1	7,54	
11	T_n 11	11	4	86,2	3,2	10,6	8,21	
12	T_n 11	11	6	83,4	4,5	12,1	8,01	
13	T_n 10	10	2	84,1	3,3	12,6	8,39	temperatura de oxidare 250°C
14	T_n 10	10	3	84,8	3,5	11,7	8,43	
15	T_n 10	10	4	85,1	3,5	11,4	7,95	
16	T_n 10	10	6	83,3	3,2	13,6	7,47	
17	C_s 11	11	2	82,2	5,2	12,6	9,59	
18	C_s 11	11	3	88,4	2,8	8,8	9,73	
19	C_s 11	11	4	88,0	2,7	9,3	8,09	
20	C_s 11	11	6	84,3	3,9	11,8	8,31	
21	C_s 10	10	2	78,3	8,3	13,4	11,02	
22	C_s 10	10	3	86,4	2,8	10,8	9,72	
23	C_s 10	10	4	87,9	2,4	9,7	8,73	
24	C_s 10	10	6	84,3	2,5	13,2	8,77	

c) Pe măsura măririi duratei tratamentului termochimic, procentul de materii volatile al cocsului brichete scade.

3. VARIAŢIA TEMPERATURII TRATAMENTULUI TERMOCHIMIC

Pentru urmărirea efectului variaţiei temperaturii de oxidare asupra rezistenţei mecanice a cocsului brichete, s-au utilizat lianţii în procentele arătate la determinarea duratei optime de oxidare.

S-a stabilit variaţia rezistenţei mecanice pentru temperaturi de oxidare cuprinse între 230 şi 280°C, la durate de oxidare de 3 şi 4 ore.

Din rezultatele obţinute, prezentate în figurile 3 şi 4, se desprind următoarele :

a) În general, între 230 şi 280°C nu se observă diferenţe mari în ceea ce priveşte rezistenţa mecanică a cocsului brichete, existînd totuşi o valoare optimă a rezistenţei pentru temperatura de 250—260°C ;

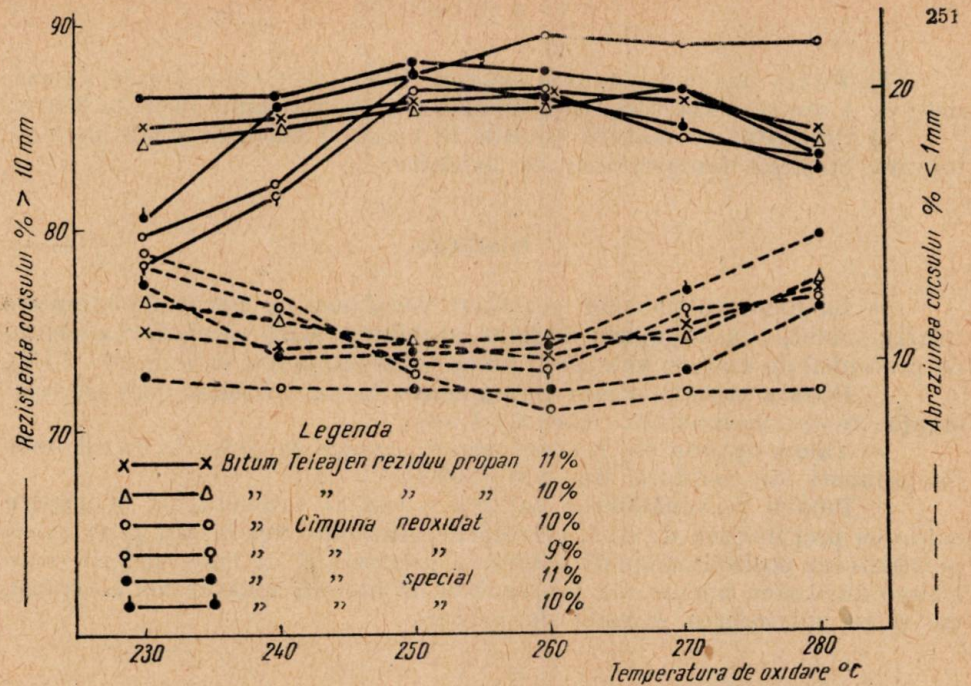


Fig. 3. — Variația rezistenței mecanice, funcție de temperatura de oxidare (durata oxidării 4 ore).

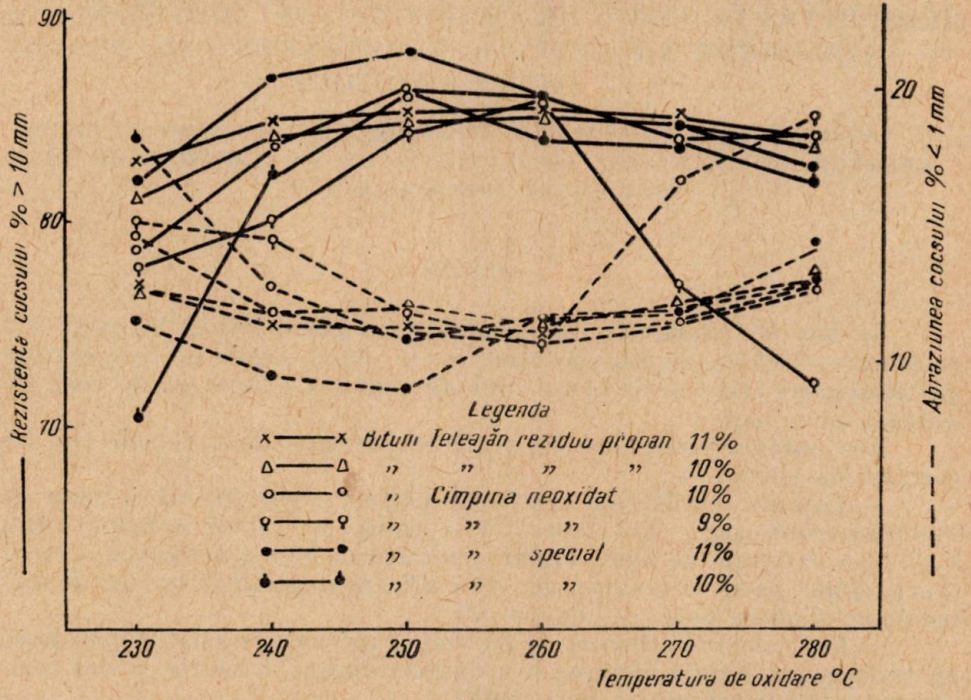


Fig. 4. — Variația rezistenței mecanice funcție de temperatura de oxidare (durata oxidării 3 ore).

b). Pe tot intervalul de temperaturi (230—280°C) la o durată de oxidare de 4 ore se obțin rezistențe mecanice ceva mai bune decît la 3 ore;

c) Procentul de materii volatile al cocsului brichete scade ușor pe măsura creșterii temperaturii de oxidare.

CONCLUZII

— La folosirea lianților petrolieri parafinoși cu punct de înmuiere relativ scăzut, adaosul optim de liant, stabilit pe baza corelării rezistenței cu procentul de materii volatile și cu factorul economic, este de 10—11%.

— Durata tratamentului termochimic la care rezultă cocs cu rezistență mecanică maximă, este de 4 ore.

— Valori optime ale rezistențelor mecanice se obțin în cazul unor temperaturi de oxidare de 250—260°C.

— Pentru îmbunătățirea calității cocsului brichete, ca și pentru scăderea prețului său de cost, cercetările ulterioare vor trebui să se axeze pe studierea posibilităților de scădere a procentului de liant utilizat (care atrage după sine micșorarea procentului de materii volatile ale cocsului), cît și pe micșorarea duratei de oxidare.

BRIQUETTES DE COKE, DE CHARBONS NON AGGLUTINANTS OU FAIBLEMENT AGGLUTINANTS, OBTENUES PAR TRAITEMENT THERMOCHIMIQUE

VI. VARIATION DE LA RÉSISTANCE MÉCANIQUE EN FONCTION DU POURCENTAGE DE LIANT, DE LA DURÉE ET DE LA TEMPÉRATURE DU TRAITEMENT THERMOCHIMIQUE

RÉSUMÉ

Le but des recherches en laboratoire a été d'établir les meilleurs paramètres technologiques (pourcentage de liant, durée et température du traitement thermochimique) pour obtenir des briquettes de coke de qualité supérieure.

Les auteurs présentent les résultats obtenus dont ils ont tiré les conclusions suivantes :

— Lors de l'utilisation des liants pétroliers paraffineux à point de ramollissement assez bas (50—75°C — point de ramollissement I.B.), l'addition optimum de liant, établie en vertu de la relation entre la résistance, d'une part, le pourcentage de matières volatiles et le facteur économique, d'autre part, est de 10—11%.

— Les valeurs optima de la résistance mécanique s'obtiennent avec un traitement thermochimique (oxydation) durant 4 heures, à des températures d'oxydation de 250—260°C.

BIBLIOGRAFIE

1. I. BLUM, I. NISTOR, *Cocs-brichete din cărbuni neaglutinanți sau slab aglutinanți prin tratament termochimic. I. Cercetări în fază de laborator.* Studii și cercetări de energetică, *2*, 397—411 (1960).
2. — *Cocs-brichete din cărbuni neaglutinanți sau slab aglutinanți prin tratament termochimic II. Cercetări în fază pilot.* Studii și cercetări de energetică, *3*, 563—577 (1960).
3. I. BLUM, I. NISTOR, C. IONESCU, *Cocs-brichete din cărbuni neaglutinanți sau slab aglutinanți prin tratament termochimic. IV. Variația rezistenței mecanice a cocsului brichete în funcție de tipul de liant.* Studii și cercetări de energetică, *4* (1961) (sub tipar).
4. I. BLUM, I. NISTOR, FR. BARCA, R. COSTEA, *Cocs-brichete din cărbuni neaglutinanți sau slab aglutinanți prin tratament termochimic. V. Cercetări privind utilizarea cărbunilor bruni și lignitilor.* Studii și cercetări de energetică, *1* (1962).

INSTALAȚIA EXPERIMENTALĂ PENTRU STUDIUL ARDERII ȘI RADIAȚIEI FLĂCĂRILOR COMBUSTIBILILOR LICHIZI ȘI GAZOȘI

DE

V. V. GHIA, D. GRECOV, I. SPAHIU și M. BIENER

Instalația experimentală a fost realizată în scopul atacării unor importante obiective științifice și practice. Cîteva dintre obiectivele de cercetare le vom menționa în continuare. Astfel se vor studia probleme legate de precizarea influenței asupra caracteristicilor și radiației flacării, a :

— geometriei și tipului arzătorului folosit,
— compoziției fizico-chimice a combustibilului,
— cantității de mișcare a jetului de combustibil,
— excesului de aer,
— temperaturii de preîncălzire a aerului folosit la ardere,
— viscozității combustibilului lichid,
— condițiilor în care se realizează amestecul dintre aer și combustibilul gazos etc.

Ca prim obiectiv practic se menționează realizarea unor arzătoare funcționînd optim în condițiile cerute de industrie.

1. PĂRȚILE COMPONENTE

În mare, instalația experimentală se compune din următoarele părți principale :

— focarul,
— circuitul de aer,
— circuitul de combustibil,
— circuitul gazelor de ardere,
— circuitul de apă,
— circuitul de abur.

1.1. *Focarul.* În mod practic, se poate considera că focarul este un paralelipiped cu dimensiunile 1 × 1 × 3 m. Pereții laterali s-au confecționat din cărămidă refractară. Vatra focarului

este prevăzută lateral cu un canal dispus longitudinal avînd dimensiunile 0,06 × 0,25 × 2,5m (fig. 1.)

În acest canal se amplasează pe anumite perioade din timpul experimentărilor patru ecrane rotative răcite cu apă. Pe bolta cuptorului sînt amplasate longitudinal trei fascicule, avînd fiecare cîte cinci țevi de 3/4" care îndeplinesc funcția de calorimetre.

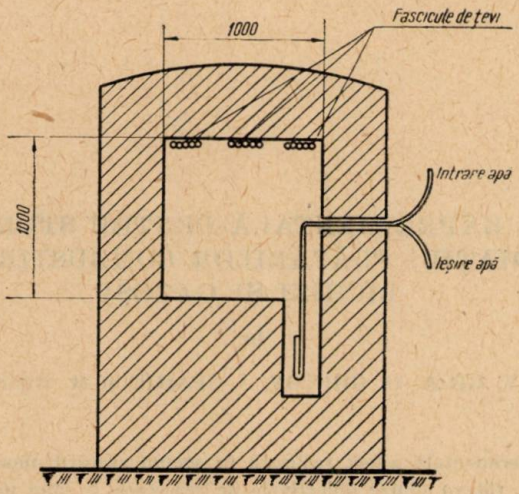


Fig. 1. — Secțiune normală pe axa de simetrie longitudinală a focarului.

Pe peretele dinspre est focarul este prevăzut cu ușă de vizitare, o fantă mobilă cu deschidere variabilă (fig. 2, a), și patru fante fixe cu diametrul 80 mm (fig. 2, b).

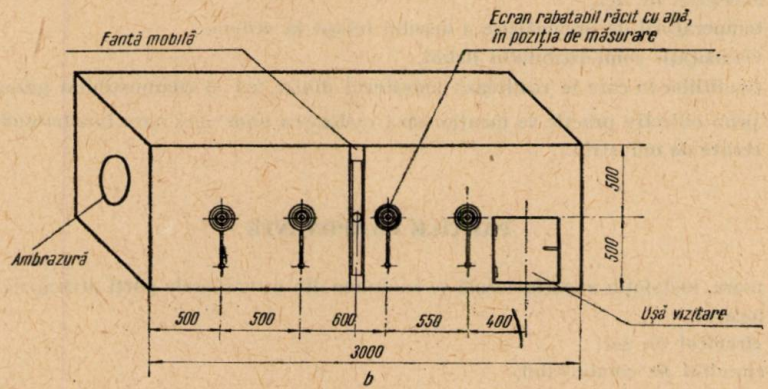


Fig. 2. — Peretele dinspre est al focarului
a) fantele și montajul termocuplelor.

Pe același perete s-au montat patru termocuple Pt—Pt. Rh, care permit măsurarea temperaturii peretelui.

MODIFICĂRI IMPUSE DE CIFRA OCTANICĂ A COMBUSTIBILULUI, SISTEMULUI DE COMANDĂ CENTRIFUGALĂ A AVANSULUI LA DECLANȘAREA SCÎNTEII ELECTRICE

DE

C.A. VASILESCU și B. BARBESCU

La motoarele termice avansul necesar la declanșarea scînteii electrice crește cu turația, după o lege aproape proporțională, obținîndu-se astfel curba de variație a avansului optim curba *a* figura 1. În funcție de tipul motorului și de condițiile economice se alege un combustibil de o cifră octanică precizată ceea ce permite să se determine pentru motorul respectiv valoarea avansului la limita de detonație, *b*. În cazul studiat în figura 1 avansul optim întretaie curba avansului la limita de detonație în domeniul turațiilor scăzute și de aceea curba avansului obținut prin dispozitive mecanice — curba *c* — urmărește mai întîi (cu plaja de gardă corespunzătoare) curba avansului la limita de detonație și apoi curba avansului optim, ceea ce în condițiile unui combustibil de o cifră octanică suficient de ridicată se realizează mulțumitor prin segmente de dreaptă de înclinări diferite. În cazul în care se utilizează un combustibil cu o cifră octanică mai redusă, curba la limita de detonație se înclină după *d* ceea ce conduce la necesitatea modificării modului de variere al avansului cu turația, fie prin translatarea curbei *c* variindu-se avansul fix, fie prin stabilirea unei noi legi de variație a avansului, curba *e*. Scopul acestei lucrări este de a lămuri factorii prin care se poate influența legea de variație a avansului centrifugal o dată cu schimbarea cifrei octanice a combustibilului în cazul unui distribuitor de aprindere dat și de aceea se procedează la o analiză matematică a funcționării acestuia. Particularizarea calculelor se face pentru distribuitorul de aprindere 4D6 care echipează motorul SR-101.

1. Sistemul clasic de variație cu turația a momentului declanșării scînteii electrice se bazează pe rotirea relativă a camei care realizează ruperea la dispozitivul de distribuit scînteia electrică, față de axul ce o antrenează.

Această rotire este comandată de forțele centrifuge născute în două contragreutăți în modul următor (fig. 2). Axa $0_1 0 0_2$ (poziția *1* în fig. 2) se rotește solidar cu axul distribuitorului și antrenează prin cepurile (*7*) cele două contragreutăți (*2*). Contragreutățile se pot roti în jurul cepurilor (*7*) sub acțiunea forței de inerție din mișcarea de rotație, căreia îi face echilibru tensiunea din resorturile (*6*). Prin intermediul cepurilor (*5*), fixate pe contragreutăți, brațul camei (*4*) primește mișcarea de rotație de la contragreutăți și rotește cama cu turația axului distribui-

torului. În funcție de mărimea forței de inerție de rotație, deci în funcție de turația motorului, contragreutățile au o poziție variabilă în raport cu axul distribuitorului (în raport cu axa O_1OO_2 luată ca poziție de referire pentru întregul sistem) putîndu-se roti în jurul cepurilor (7); prin aceasta se poate roti suplimentar brațul camei în raport cu punctul *0*, obținîndu-se astfel o variație a momentului de rupere a contactului ciocănelului ruptorului. În acest mod este reali-

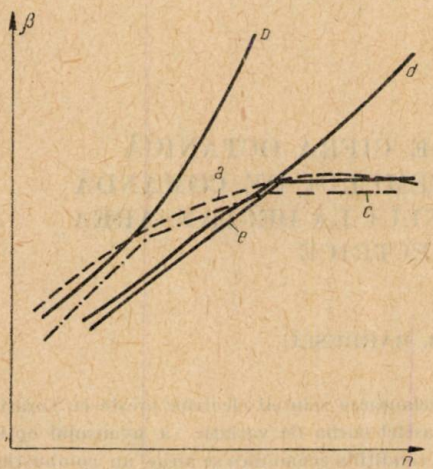


Fig. 1. — Curba de variație a avansului β cu turația n · a — curba de variație a avansului optim; b — curba de variație a avansului la limita de detonație pentru o benzină de CO ridicată; c — curba avansului obținut prin dispozitivul mecanic; d — curba de variație a avansului la limita de detonație pentru o benzină de CO scăzută; e — curba avansului optim posibil.

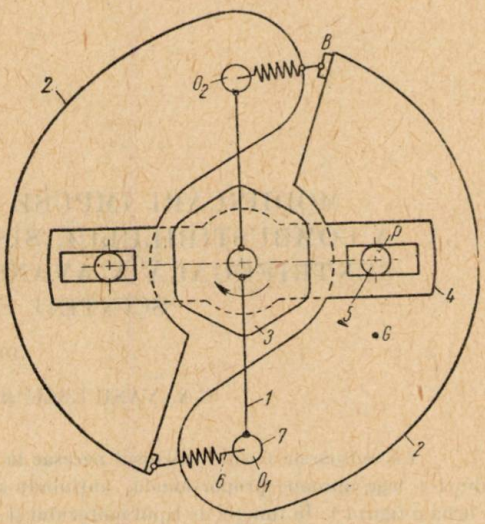


Fig. 2. — Sistemul centrifugal de variere al avansului la declanșarea scînteii electrice. *1* — brațul de antrenare; *2* — contragreutăți; *3* — came; *4* — brațul camei; *5* — cep de antrenare al camei; *6* — arc; *7* — cep de antrenare al contragreutăților.

zat și sistemul de acționare al avansului la distribuitorul de aprindere 4D6 care se fabrică curent în R.P.R. (fig. 3)

2. Pentru o tratare matematică *) a acestei probleme trebuie distinse de la început două cazuri:

— cazul regimului tranzitoriu, cînd motorul are o turație variabilă și

— cazul regimului permanent cînd motorul are o turație constantă.

Pentru calculul analitic se folosesc următoarele notații:

O — centrul de rotație al axului distribuitorului;

O_1 și O_2 — centrele de rotație ale contragreutăților;

B — punctul de aplicație al tensiunii resortului;

P — punctul de legătură între contragreutăți și brațul camei;

G — centrul de greutate al contragreutății.

*) В. В. Солодовникова, *Основы автоматического регулирования, теория.* машгиз, Москва, 1954.

În situația de regim tranzitoriu, forțele ce acționează asupra sistemului sînt :

F_i — forța de inerție a contragreutății în mișcarea de rotație ;

F_r — forța eleastică a resortului ;

F_c — forța de ridicare a ciocănelului de pe camă ;

F_{fr} — forța de frecare dintre ciocănel și camă ;

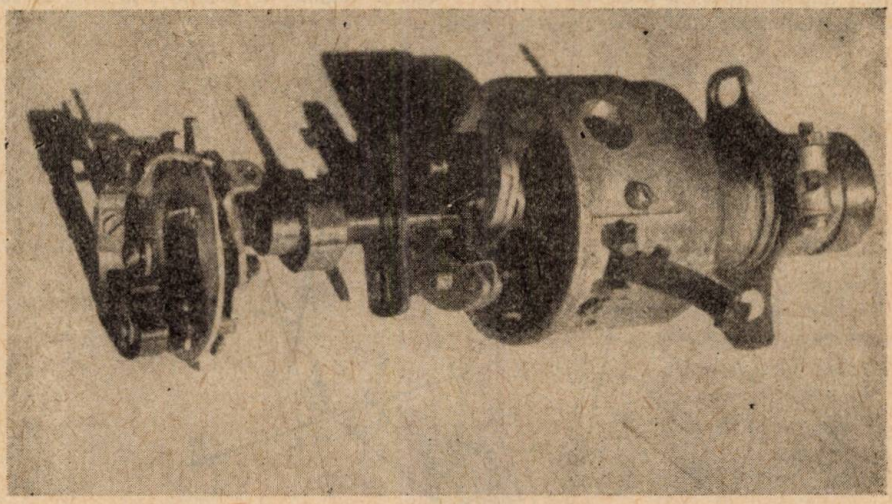


Fig. 3. — Distribuitorul de aprindere 4D6.

F'_{fr} — forța de frecare dintre capul contragreutății și brațul camei ;

C_{ig} și C_{ic} — cuplurile de inerție ale contragreutăților (față de centrele de oscilație O_1 și O_2) și al camei (față de centrul de rotație O) ce apar la variații de turație ;

și de asemenea

C'_{ig} — cuplul de inerție al contragreutății și jurul centrului de rotație O al distribuitorului (cuplu ce apare la variația turației motorului).

Se mai notează (fig. 4) :

$\overline{O_1O} = \overline{O_2O} = a = \text{const.}$;

$\overline{O_1B} = b = \text{const}$;

$\overline{O_1G} = d = \text{const}$;

$\overline{O_1P} = c = \text{const.}$;

$\overline{O_1m} \perp$ pe direcția lui F_r se notează h_r ;

$\overline{O_1n} \perp$ pe direcția lui $\overline{OP}$ se notează h'_{fr} ;

$\overline{nP} = h_{fr}$;

$\overline{O_1l} \perp$ direcția lui F_i se notează h_g ;

$\measuredangle O_2OP = \beta$ (variabil) ;

$\measuredangle O_2O_1B = \alpha$ (variabil) ;

$\measuredangle BO_1P = \gamma = \text{const}$;

$\measuredangle BO,G = \delta = \text{const.}$

Poliedrul $O_1\ BPG\ O_1$ (fig. 4), nedeformabil, materializează contragreutatea.

În continuare se folosesc notațiile :

l_{0_1} , l_{0_2} — lungimea liberă a celor două resorturi care țin contragreutățile ;

n_c — turația axului distribuitorului ;

$\omega_c = \frac{\pi n_c}{30}$ — viteza unghiulară a axului distribuitorului.

Se va determina caracteristica de avans a distribuitorului, căutîndu-se o relație între viteza unghiulară ω_c a arborelui distribuitorului și unghiul de poziție α al contragreutății, care determină unghiul β de avans al camei.

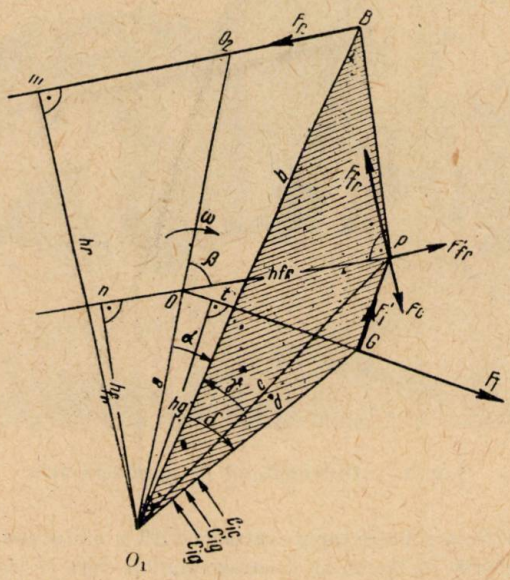


Fig. 4. — Schematizarea legăturilor forțelor și cuplurilor din sistemul de avans centrifugal.

Ecuația de momente a forțelor în raport cu centrul de oscilație O_1 al contragreutății va avea forma

$$F_r \cdot \overline{O_1 m} + (F_{fr} \pm F_c)\, \overline{nP} \pm F'_{fr} \cdot \overline{O_1 n} \pm (C_{ig} + C'_{ig} + C_{ic}) = F_i \cdot \overline{O_1 t}, \qquad (1)$$

sau cu notațiile introduse :

$$F_r \cdot h_r + (F_{fr} \pm F_c)\, h_{fr} \pm F'_{fr} \cdot h'_{fr} \pm (C_{ig} + C'_{ig} + C_{ic}) = F_i\, h_g . \qquad (2)$$

Semnul $\pm$ la forța F arată că forța resortului ciocănelului dă un moment rezistent la ridicare și un moment activ la coborîre, iar semnul $\pm$ pentru cuplurile de inerție și pentru forța de frecare F'_{fr} arată că sensul lor este variabil, după cum motorul este în accelerare sau în decelerare.

Dacă se notează :

k_r — constanta resortului ;

f — săgeata resortului ;

μ — coeficientul de frecare textolit pe oțel ;

μ' — coeficientul de frecare oțel pe oțel;
M — masa contragreutății;
λ — raportul dintre raza camei și raza brațului camei, se poate scrie:

$$F_r = k_r \cdot f$$
$$F_i = M \cdot \omega_c^2 \cdot \overline{OG};$$
$$F_{fr} = \mu F_c \lambda = K_{fr};$$

și $f = O_2B - l_0$.

Din triunghiul O_1O_2B rezultă relația:

$$\overline{O_2B} \cdot \overline{O_1m} = \overline{O_1O_2} \cdot \overline{O_1B} \sin \alpha = 2\,ab \sin \alpha = O_2B \cdot h_r. \tag{3}$$

Din triunghiul O_1OG rezultă

$$\overline{OG} \cdot \overline{O_1t} = \overline{OO_1} \cdot \overline{O_1G} \sin(\alpha + \delta) = ad \sin(\alpha + \delta) = \overline{OG} \cdot h_g. \tag{4}$$

Din triunghiul O_1OP se obține

$$\overline{OP} \cdot \overline{O_1n} = ac \sin(\alpha + \gamma),$$
$$\overline{OP} = \sqrt{a^2 + c^2 - 2\,ac \cos(\alpha + \gamma)},$$

deci

$$\overline{O_1n} = \frac{ac \sin(\alpha + \gamma)}{\sqrt{a^2 + c^2 - 2ac \cos(\alpha + \gamma)}},$$

din triunghiul O_1nP se poate scrie relația

$$\overline{nP^2} = e^2 - \overline{O_1n^2} = c^2 - \frac{a^2c^2 \sin^2(\alpha + \gamma)}{a^2 + c^2 - 2ac \cos(\alpha + \gamma)} = c^2 \left[1 - \frac{a^2 \sin^2(\alpha + \gamma)}{a^2 + c^2 - 2ac \cos(\alpha + \gamma)}\right] =$$

$$= \frac{c^2 [a^2 + c^2 - 2ac \cos(\alpha + \gamma) - a^2 \sin^2(\alpha + \gamma)]}{a^2 + c^2 - 2ac \cos(\alpha + \gamma)} = \frac{c^2 [c - a \cos(\alpha + \gamma)]^2}{a^2 + c^2 - 2ac \cos(\alpha + \gamma)} = \overline{nP^2}$$

și deci

$$\overline{nP} = h_{fr} = \frac{c\,[c - a \cos(\alpha + \gamma)]}{\sqrt{c^2 + a^2 - 2ac \cos(\alpha + \gamma)}}. \tag{5}$$

Se notează:

J_g — momentul de inerție masic al contragreutății în raport cu axa sa de rotație O, și
J_c — momentul de inerție masic al camei în raport cu axa distribuitorului O; se poate scrie:

$$C_{i_g} = J_g \frac{d^2\alpha}{dt^2},$$
$$C_{i_c} = J_c \frac{d^2\beta}{dt^2},$$

și

$$C'_{ig} = F'_i \cdot \overline{tG} = M \cdot \overline{r} \cdot \varepsilon \cdot \overline{tG} = M \cdot \overline{OG} \cdot \varepsilon \cdot \overline{tG} \text{ unde } \varepsilon = \frac{d\omega}{dt},$$

și $\overline{r}$ este raza de rotație a centrului de greutate al contragreutății față de centrul O.

Prin înlocuirea acestor expresii în ecuația (2) se obține:

$$K_r \cdot 2ab \sin \alpha - k_r l_o h_r + (\mu \pm 1) F_c \cdot \frac{c\,[c - a\cos(\alpha+\gamma)]}{\sqrt{c^2 + a^2 - 2ac\cos(\alpha+\gamma)}} \pm$$

$$\pm \mu' \mu F_c \lambda \frac{ac \sin(\alpha+\gamma)}{\sqrt{a^2 + c^2 - 2ac\cos(\alpha+\gamma)}} \pm \left[J_g \frac{d^2\alpha}{dt^2} + M \cdot \overline{OG} \cdot \overline{tG} \cdot \frac{d\omega}{dt} + J_c \frac{d^2\beta}{dt^2} \right] =$$

$$= M\omega_c^2 \cdot ad \sin(\alpha + \delta). \qquad (6)$$

Ecuația (6), reprezintă legătura căutată între unghiul de poziție α al contragreutății și viteza unghiulară ω_c a arborelui. Variabila β se poate înlocui cu o funcție de α și astfel rezultă o ecuație diferențială de ordinul II în α neliniară, a cărei rezolvare este foarte dificilă.

Se pot observa următoarele:

— regimul tranzitoriu al motorului nu reprezintă o situație interesantă pentru studiu, deoarece interesează valoarea avansului la declanșarea scînteii electrice pentru anumite turații bine precizate ale motorului. În consecință, la turații stabile, cuplurile de inerție rezultate din variația vitezei unghiulare ω_c sînt nule;

— forța cu care ciocănelul apasă pe camă conduce la micșorarea unghiului α cînd ciocănelul se ridică și la mărirea unghiului α cînd ciocănelul coboară. Simultan cu aceste acțiuni apar două cupluri de inerție date de camă și de contragreutate, care tind să se opună acestei variații. Considerarea lor duce la o ecuație diferențială de tipul ecuației (6). În plus, mișcarea devine oscilatorie sub acțiunea resortului contragreutății, în care caz sistemul ar trebui studiat ca sistem elastic în oscilație, forța de apăsare neavînd caracter permanent. Această remarcă are însă importanță din alt punct de vedere: rezultă că la parcurgerea în accelerare a gamei de turație la motorului, avansul la declanșarea scînteii electrice va avea alte valori decît la parcurgerea gamei de turație în decelare. *Cu alte cuvinte, principial și fără a interveni jocurile de fabricație sau de uzură, valorile obținute pentru avansul la declanșarea scînteii electrice se vor situa într-o plajă în jurul unei valori medii*;

— forța de frecare F'_{fr} între cepul contragreutății și brațul camei are ca efect realizarea unui unghi α mai mic la accelerare și mai mare la decelare decît valoarea ce ar rezulta din condițiile de echilibru fără frecare și *prin urmare și această forță contribuie la mărirea plajei valorilor obținute.*

Pe baza acestor observații se fac următoarele simplificări:

— se consideră un regim permanent, în care la viteză unghiulară constantă, dispar cuplurile de inerție C_{ig}, C'_{ig} și C_{ic} date de variațiile lui ω_c, α și β;

— se neglijează efectul forței dezvoltate de ciocănel la ridicare și la coborîre;

— se neglijează forța de frecare F'_{fr} dintre cepul contragreutății și brațul camei;

— se păstrează în calcul forța de frecare dintre ciocănel și camă, observînd că sensul ei este constant.

Considerarea acestei forțe se va face evaluînd o forță F_{fr}, aplicată asupra cepului contragreutății care să dea același moment rezistent ca și forța aplicată la periferia camei.

Ca urmare a acestor simplificări se obține o curbă medie a plajei de repartiție a avansului.

În aceste condiții, ecuația de echilibru pentru contragreutate în raport cu punctul său de articulare O_1 are forma:

$$F_r \cdot \overline{O_1 m} + F_{fr} \cdot \overline{nP} = F_i \cdot \overline{Ot}$$

sau

$$F_r \cdot h_r + F_{fr} \cdot h_{fr} = F_i \cdot h_g$$

și prin înlocuirea expresiilor cunoscute :

$$K_r \cdot (\overline{O_2B} - l_0)\, h_r + K_{fr} \cdot h_{fr} = M\omega_c^2 \cdot \overline{OG} \cdot h_g . \tag{7}$$

În baza relațiilor (4) și (5) se poate scrie

$$K_r\, 2ab \sin\alpha - K_r \cdot l_0 \cdot h_r + K_{fr} \frac{c\,[c - a\cos(\alpha+\gamma)]}{\sqrt{c^2 + a^2 - 2ac\cos(\alpha+\gamma)}} = M\omega_c^2\, ad \sin(\alpha+\delta). \tag{8}$$

Deoarece cele două contragreutăți sînt legate între ele prin brațul camei, se obține continuu o poziție simetrică a lor în raport cu axul O_1O_2. Astfel situația de echilibru se realizează simultan pentru cele două contragreutăți, și deci se poate scrie momentul în raport cu punctul O_1 pentru forțele ce acționează pe cele două contragreutăți. În această situație toate valorile sînt identice pentru cele două mase, în afara lungimii în stare liberă a resortului (l_0) care diferă la cele două arcuri în construcția studiată ($l_{0_1} = 14$ mm, $l_{0_2} = 18$ mm).

În acest caz ecuația (8) ia forma :

$$2\, k_r\, 2ab \sin\alpha - k_r h_r (l_{0_1} + l_{0_2}) + 2k_{fr} \frac{c\,[c - a\cos(\alpha+\gamma)]}{\sqrt{c^2 + a^2 - 2ac\cos(\alpha+\gamma)}} = 2\, M\omega_c^2\, ad \sin(\alpha+\delta). \tag{9}$$

Se exprimă mărimea h_r în funcție de valorile cunoscute din ecuația (3) și rezultă

$$h_r = \frac{2ab\sin\alpha}{O_2B} = \frac{2ab\sin\alpha}{\sqrt{(2a)^2 + b^2 - 2\,(2ab)\cos\alpha}},$$

astfel că (9) devine :

$$4\,ab\,k_r \sin\alpha - k_r \frac{2\,ab\sin\alpha}{\sqrt{4a^2 + b^2 - 4\,ab\cos\alpha}} \cdot (l_{0_1} + l_{0_2}) +$$

$$+ 2k_{fr} \frac{c^2 - ac\cos(\alpha+\gamma)}{\sqrt{c^2 + a^2 - 2ac\cos(\alpha+\gamma)}} = 2\,ad\,M\omega_c^2 \sin(\alpha+\delta),$$

și explicitînd pe ω_c rezultă :

$$\omega_c^2 = \frac{\sin\alpha}{\sin(\alpha+\delta)} \left[\frac{2bk_r}{dM} - \frac{k_r \cdot b}{dM} \cdot \frac{1}{\sqrt{4a^2 + b^2 - 4ab\cos a}} \cdot (l_{0_1} + l_{0_2}) + \right.$$

$$\left. + \frac{k_{fr} \cdot c^2 - k_{fr} \cdot ac\cos(\alpha+\gamma)}{adM\sqrt{a^2 + c^2 - 2ac\cos(\alpha+\gamma)}} \cdot \frac{1}{\sin\alpha} \right]. \tag{10}$$

3. Pentru a se determina curba avansului optimum posibil în funcție de turație, dat de dispozitivul centrifugal, s-au făcut experimentări pe un motor ZIS-120 echipat cu un carburator VT-502 și cu distribuitor de aprindere P-21. Combustibilul utilizat a avut cifra octanică CO = 60. Experimentările au fost conduse după următoarea metodică ; la plină sarcină se pornește cu o anumită valoare a avansului fix β_o, care asigură mersul fără detonație. Se încearcă și alte valori ale avansului fix măsurîndu-se continuu, puterea, consumul de combustibil și avansul real și observîndu-se regimul detonant. Se aleg din aceste valori acelea care determină limita de detonație și cele care asigură puterea maximă în absența detonației. În figura 5 se prezintă datele ridicate experimental.

Curba *a*, corespunzătoare avansului la limita de detonație a fost ridicată prin tatonări. Se constată că datorită utilizării unui combustibil cu cifră octanică redusă, curba de avans corespunzătoare reglajului recomandat de uzină ($\beta_o = 0°$) intră în domeniul regimului detonant, iar curba de reglaj care asigură funcționarea fără detonație ($\beta_o = -5°$) conduce la consum mărit de combustibil. Curba *b* ar reprezenta caracteristica de avans centrifugal optim posibil și este

caracterizată prin aceea că are o înclinare diferită față de curba *c* stabilită pentru combustibilul de CO ≧ 76 (cel recomandat).

4. Se analizează în continuare posibilitatea realizării unei anumite caracteristici a avansului centrifugal în cazul concret al distribuitorului de aprindere 4D6.

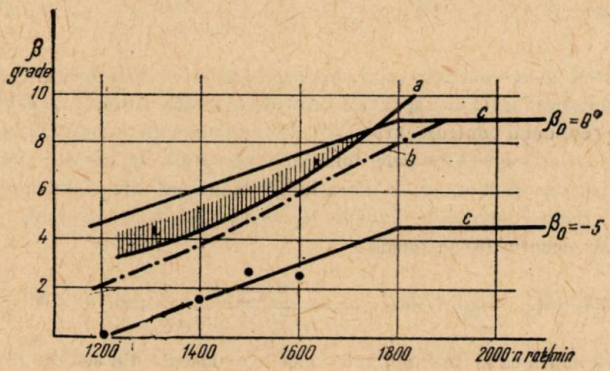


Fig. 5. — Curba de variație a avansului centrifugal. *a* — curba avansului la limita de detonație; *b* — curba avansului optim posibil; *c* — curbele obținute cu dispozitivul centrifugal; motor ZIS-120; CO-60 distribuitor P-21; β — avansul fix.

Mărimile geometrice măsurate pe sistemul studiat conduc la calcularea următoarei serii de elemente constante:

$$\frac{b \cdot k_r}{d \cdot M} = k_1,$$

$$4 \cdot a^2 + b^2 = k_2,$$

$$4 \cdot a \cdot b = k_2,$$

$$k_{fr} \cdot c^2 = k_3,$$

$$k_{fr} \cdot a \cdot c = k_4,$$

$$a \cdot d \cdot M = k_5,$$

$$a^2 + c^2 = k_6,$$

$$2 \cdot a \cdot c. = k_7.$$

astfel că expresia (10) devine:

$$\omega_e^2 = \frac{\sin \alpha}{\sin (\alpha + \delta)} \left[K_1 \left(2 - \frac{l_{0_1} + l_{0_2}}{\sqrt{k_2 (1 - \cos \alpha)}} \right) + \frac{k_3 - k_4 \cos (\alpha + \gamma)}{k_5 \sqrt{k_6 - k_7 \cos (\alpha + \gamma)}} \cdot \frac{1}{\sin \alpha} \right]. \quad (11)$$

Pentru stabilirea domeniului de aplicabilitate al acestei relații se observă următoarele:

— un resort are lungimea liberă $l_{0_1} = 14$ mm, celă $= 18$ mm;

— distanța $\overline{O_2B}$ are valoarea minimum 16 mm, iar maximum 22 mm, la care corespunde $\alpha_{min} = 23°$ și $\alpha_{max} = 34°$.

Ca atare, de la poziția inițială în care $\overline{O_2B} = 16$ mm, și pînă în poziția în care $\overline{O_2B} = 18$ mm $= l_{o_2}$ și $\alpha = 27°$ acționează un singur resort și deci relația (11) se modifică în privința termenului care consideră tensiunea resorturilor, devenind

$$\omega_c^2 = \frac{\sin\alpha}{\sin(\alpha+\delta)}\left[K_1\left(1-\frac{l_{o_1}}{\sqrt{K_2(1-\cos\alpha)}}\right)+\frac{k_3-k_4\cos(\alpha+\gamma)}{k_5\sqrt{k_6-k_7\cos(\alpha+\gamma)}}\cdot\frac{1}{\sin\alpha}\right], \quad (12)$$

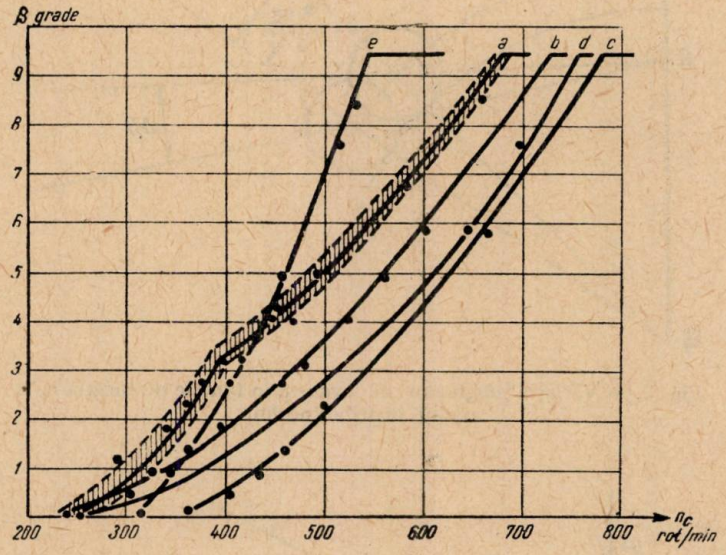


Fig. 6. — Determinarea unghiului de avans β în funcție de variația poziției contragreutății ($\Delta\beta = 0{,}9\Delta\alpha$).

care se aplică în domeniul $23° < \alpha < 27°$, iar pentru valorile $27° < \alpha < 34°$ în care lucrează ambele resorturi, se aplică relația (11).

Calcularea caracteristicii $\alpha = f(n)$ pentru distribuitorul studiat se face pe baza relațiilor (11) și (12). Pentru trasarea diagramei $\beta = f(n)$ unde β reprezintă unghiul de avans dat de sistemul de acționare centrifugal, s-a folosit o relație determinată geometric, după care $\Delta\beta = 0{,}9\ \Delta\alpha$ (fig. 6). Această relație constituie o aproximație în limite suficient de restrînse; în realitate, $\Delta\beta = k \cdot \Delta\alpha$, unde $k = 0{,}86-0{,}94$, valorile mai mari fiind spre domeniul de turații mai mici. Aproximația făcută va duce la o alură mai crescătoare pentru caracteristica calculată, față de cea reală. În figura 7, se prezintă cîteva curbe de variație a avansului calculate. Curba *a* reprezintă cazul real unde lungimile libere ale resorturilor sînt $l_{o_1} = 14$ mm, $l_{o_2} = 18$ mm, săgețile respective $f_{o_1} = 2$ mm, $f_{o_2} = 2$ mm și raza de înfășurare $R = 2{,}25$ mm. Se observă că forma curbei este parabolică, alcătuită din două ramuri corespunzătoare acționării unui singur resort la început și apoi a ambelor resorturi. Punctat s-a trasat plaja în care se vor situa valorile obținute în mod real pentru avansul la aprindere, ca urmare a acționării forțelor de frecare de care s-a amintit anterior. Un calcul efectuat arată că luarea în considerare a forței de ridicare a ciocănelului conduce la o variere a unghiului de avans de cca 0,16 grade. Mai important este efectul luării în considerare a forței de frecare dintre cepul contragreutății și brațul camei, care conform calculelor efectuate poate duce la o variație de pînă la 1° în special în domeniul turațiilor scăzute.

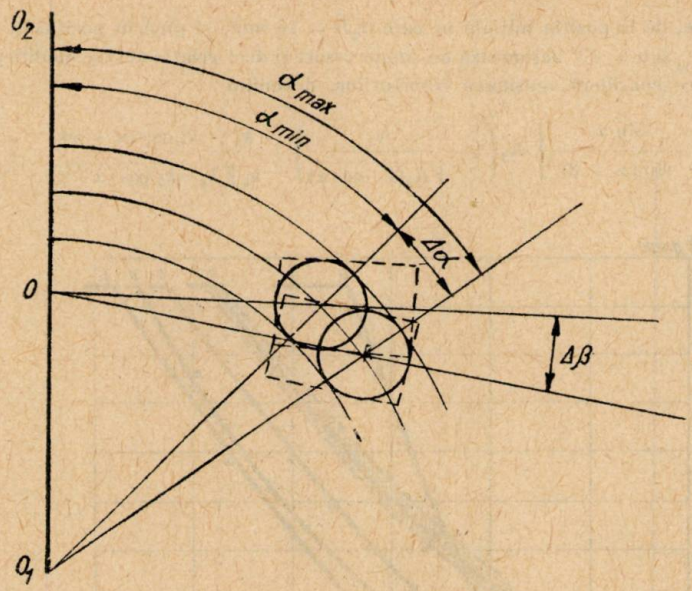


Fig. 7. — Variația unghiului de avans β în funcție de turația n_c a axului distribuitorului.

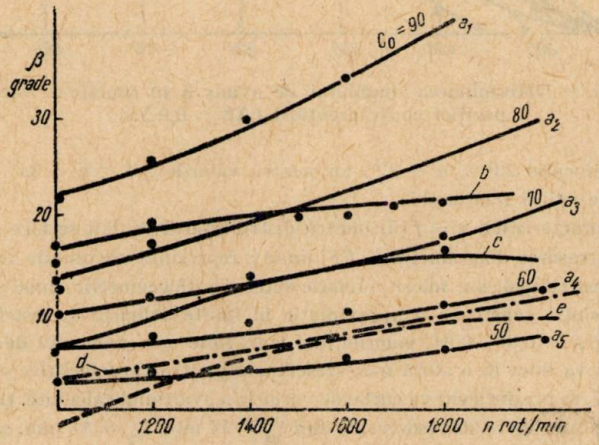


Fig. 8. — Variația avansului β în funcție de turație. a_1, a_2...a_5 — curbele avansului la limita de detonație pentru combustibili de diferite cifre octanice; *b* — curba avansului optim; *c* — curba avansului centrifugal în cazul în care se folosește un combustibil de CO = 76; *d* — curba avansului centrifugal în cazul în care se folosește un combustibil de CO = 60; *e* — curba avansului în cazul în care s-a redus avansul fix.

5. Analiza formei curbei *a* din figura 6 și structurei ecuațiilor (11) și (12) arată că folosirea a două resoarte inegale va conduce întotdeauna la o formă de curbă cu două ramuri în care întotdeauna prima ramură va avea o alură mai înclinată decît cea de-a doua curbă.

După cercetări prezentate în literatură *) (fig. 8) rezultă că în cazul în care cifra octanică a combustibilului crește, legea de variație a avansului obținută cu două resorturi inegale, este satisfăcătoare, în timp ce în cazul unui combustibil cu cifră octanică scăzută curba variației avansului va trebui să fie mult mai plată renunțîndu-se eventual la resorturi inegale (aceasta cel puțin pentru cazul motorului studiat SR-101).

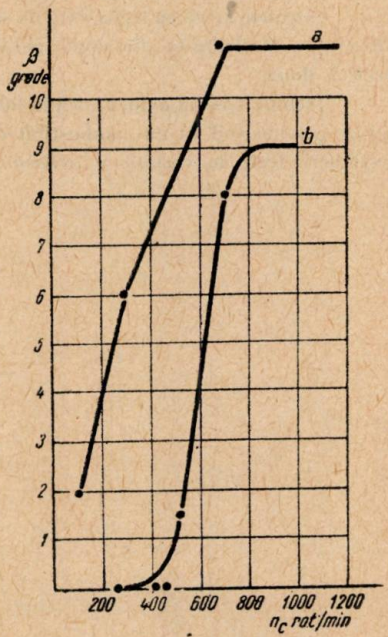


Fig. 9. — Caracteristica de variație a unghiului de avans β cu turația axului distribuitorului n_c ; *a* — distribuitor P-21 ; *b* — distribuitor modificat.

De aceea în continuare se analizează elementele asupra cărora urmează să se acționeze în vederea adoptării formei legii de variația avansului la cerințele motorului.

S-a operat asupra caracteristicilor distribuitorului după cum urmează :

— s-a modificat săgeata inițială a arcurilor considerată egală obținîndu-se o familie de curbe avînd ca parametru tensiunea de montaj a arcurilor. S-a obținut astfel pentru $l_{o_1} = l_{o_2} = 15$ mm și $f_{o_1} = f_{o_2} = 1$ mm, $R = 2{,}25$ mm curba *b* și pentru $l_{o_1} = l_{o_2} = 14$ mm, $f_{o_1} = f_{o_2} = 2$ mm $R = 2{,}25$ mm, curba *c*. Se observă că pe măsură ce pretensionarea este mai puternică, avansul centrifugal intervine mai tîrziu ;

— s-au schimbat unele mărimi geometrice prin modificarea formei contragreutății, ceea ce a dus la deplasarea centrului de greutate a acesteia. Alura curbei a variat prezentînd o creștere lentă la turații mici, și mai pronunțată la turații mari, (curba *d*, fig. 6). Această curbă a fost obținută pentru resoartele egale avînd $f_{o_1} = f_{o_2} = 1$ mm și $l_o = l_{o_2} = 15$ mm $R = 2{,}25$ mm.

— s-a modificat complet caracteristica resortului, mărindu-se raza de înfășurare, combinat cu mărirea săgeții inițiale : $f_{o_1} = f_{o_2} = 3$ mm, $l_{o_1} = l_{o_2} = 13$ mm, $R = 3$ mm. Caracteristica de avans astfel obținută este prezentată în fig. 6 curba *e*.

Ca un exemplu se prezintă în fig. 9 caracteristicile de avans centrifugal β în funcție de turația axului distribuitorului n_c ridicate experimental pentru distribuitorul P-21 curba *a* (două resoarte cu caracteristici diferite) și un distribuitor modificat, curba *b* avînd caracteristicile resorturilor : săgeata de montaj (pretensionarea) $f_{o_1} = f_{o_2} = 3$ mm, diametrul 0,42 mm, raza de înfășurare $R = 3$ mm, 8 spire active.

★

În lucrarea de față se analizează modul de adaptare a caracteristicii avansului centrifugal al distribuitorului de aprindere realizat la cerințele motorului funcție de combustibil, la plină

*) Д. М. Аронов и А. П. Лебединский, *О соответствии между автомобильными двигателями и антидетонационными качествами автомобильных бензинов*. pag. 54, fig. 23. — *Теория, конструкция, расчет и испытание двигателей внутреннего сгорания*, выпуск 1. Издательство Академии Наук СССР, Москва, 1955.

sarcină. Se constată că funcție de tipul de motor și de benzina utilizată, caracteristica va avea forme diferite, care pot fi realizate utilizînd posibilitățile oferite de caracteristicile resorturilor și de geometria contragreutăților.

Plaja de dispersie a avansului este în primul rînd datorită acțiunii forțelor de frecare și este mai mare pentru turațiile mici.

Calculele arată că legea dată de sistemul de avans centrifugal cu resoarte de caracteristici diferite va fi alcătuită din două parabole dintre care prima cu o pantă mai accentuată decît a doua.

Trebuie scos în evidență că la folosirea curentă a unui motor proiectat pentru un anumit tip de combustibil cu un combustibil de cifră octanică mai scăzută, poate apărea necesitatea restudierii legii de variație a avansului centrifugal.

R F 2701/B

ACADEMIA REPUBLICII POPULARE ROMÎNE
INSTITUTUL DE ENERGETICĂ

STUDII ȘI CERCETĂRI DE ENERGETICĂ

SERIA B

TERMOENERGETICĂ ȘI UTILIZAREA ENERGETICĂ A COMBUSTIBILILOR

1963 JAN 21

3

EDITURA ACADEMIEI REPUBLICII POPULARE ROMÎNE
St. cerc. energ. Vol. 12 Nr. 3-B p. 273–411 București 1962

ACADEMIA REPUBLICII POPULARE ROMÎNE
INSTITUTUL DE ENERGETICĂ

STUDII ŞI CERCETĂRI DE ENERGETICĂ

Seria B

TERMOENERGETICĂ ŞI UTILIZAREA ENERGETICĂ A COMBUSTIBILILOR

Tomul XII, nr. 3, 1962 **Apare de 4 ori pe an**

COMITETUL DE REDACŢIE

Acad. I. S. GHEORGHIU;
R. RĂDULEŢ, membru corespondent al Academiei R.P.R. *redactor responsabil*;
M. BERCOVICI, membru corespondent al Academiei R.P.R.;
C. DINCULESCU, membru corespondent al Academiei R.P.R.;
C. APETREI — *redactor responsabil adjunct*;
A. C. VASILESCU — *secretar ştiinţific*;
G. BĂRĂNESCU;
I. BLUM;
T. IONESCU;
V. PIMSNER;
L. STOICESCU.

REDACŢIA BUCUREŞTI, Şos. Vitan nr. 236

ASPECTE PRIVIND INFLUENȚA VISCOZITĂȚII COMBUSTIBILULUI LICHID ASUPRA ARDERII ȘI RADIAȚIEI FLĂCĂRII *)

DE

V. GHIA, I. SPAHIU și E. FERCALĂ

1. GENERALITĂȚI

Viscozitatea combustibilului lichid este unul din principalii parametri care determină fenomenul pulverizării. Creșterea viscozității combustibilului conduce în primul rînd la micșorarea fineței de pulverizare, adică la creșterea diametrului picăturilor pulverizate. De aici rezultă înrăutățirea condițiilor de vaporizare, ca o consecință a micșorării suprafeței lichidului în contact cu aerul.

De asemenea, combustibilul își va procura mai greu oxigenul necesar arderii, astfel că se va înrăutăți și combustia, fluxurile de căldură radiate de flacără fiind legate direct de modul în care se produce arderea combustibilului în timp și spațiu.

Literatura de specialitate recomandă ca viscozitatea combustibilului să fie cuprinsă între 3—8°E [1], [2], [3] la o funcționare corespunzătoare a instalației de ardere.

Deși din punct de vedere al arderii și finetei de pulverizare este favorabil ca păcura să fie preîncălzită la temperaturi cît mai ridicate, adică să fie cît mai fluidă, totuși în această direcție apar cîteva inconveniente. Astfel la temperaturi ridicate de preîncălzire, datorită activării degajării de vapori în preîncălzitor, se produc pulsații în flacără și apare pericolul inflamării, în afară de faptul că preîncălzitorul va fi mai scump decît în cazul preîncălzirii la temperaturi medii (80—100°C). În literatura de specialitate, nu se dau indicații asupra modului în care

*) Lucrare prezentată în ședința Secției de termoenergetică din 19 decembrie 1961 și în Sesiunea științifică a Institutului de energetică din 30 martie 1962.

se manifestă influenţa viscozităţii asupra arderii şi radiaţiei flăcării la diferite tipuri de arzătoare, problemă care este deosebit de importantă.

Lucrarea prezentă are ca scop să precizeze influenţa viscozităţii asupra condiţiilor în care se desfăşoară arderea şi asupra caracteristicilor radiante ale flăcării, realizată de arzătoare turbionare.

Stabilirea prin calcul a influenţei viscozităţii, respectiv a temperaturii de preîncălzire a combustibilului lichid asupra arderii şi radiaţiei flăcării nu este posibilă datorită proceselor complexe care au loc. Din această cauză în cele ce urmează vom ataca problema pe cale experimentală.

2. INSTALAŢIA EXPERIMENTALĂ ŞI MODUL DE LUCRU

Descrierea instalaţiei experimentale se va face sumar, deoarece detalii suplimentare se pot obţine dintr-o publicaţie anterioară [4].

Arderea combustibilului pulverizat, s-a făcut atît în ambrazura tronconică cît şi într-un focar de formă paralelipipedică cu pereţii din cărămidă refractară, cu dimensiunile $\sim 1 \times 1 \times 3$ m şi avînd o porţiune din boltă răcită cu ecrane. Gradul de ecranare al focarului a fost $\psi = 0{,}145$. Pereţii laterali ai focarului au fost prevăzuţi cu fante amplasate convenabil astfel încît să permită prelevarea probelor de gaze şi măsurarea temperaturilor de radiaţie. Aerul necesar arderii a fost furnizat de un ventilator centrifugal iar gazele de ardere au fost evacuate prin tiraj natural. La capătul focarului s-a amplasat un generator de abur în formă de serpentină. Combustibilul lichid s-a aspirat din rezervorul de zi şi refulat în injector de o pompă cu roţi dinţate de turaţie variabilă. Arzătorul de combustibil lichid a fost proiectat de laboratorul de arderea combustibililor lichizi din Institutul de energetică.

El a avut caracteristicile principiale de mai jos. S-a folosit pulverizarea mixtă a combustibilului, cu aer de joasă presiune (pînă la ~ 600 kg/m^2) şi injecţie sub presiune (3—7 kg/cm^2). Tubul injector a fost prevăzut cu o cameră de turbionare fără întoarcerea combustibilului, avînd două ajutaje tangenţiale iar intrarea aerului în carcasa arzătorului s-a făcut tangenţial, realizîndu-se astfel un arzător turbionar. Partea terminală a carcasei arzătorului avînd o formă tronconică a fost interşanjabilă. Pentru a se modifica gradul de turbionare al aerului, aceasta s-a confecţionat în mai multe exemplare cu diferite diametre, cu şi fără palete directoare (fig. 1).

Circuitele de combustibil, aer pentru ardere, gaze de ardere şi apă de răcire au fost dotate cu aparataj de măsură şi control cu o precizie de circa 1,5—2%. Astfel s-au măsurat temperaturile gazelor de ardere, apei de răcire, combustibilului, aerului folosit la ardere şi a pereţilor interiori şi exteriori ai focarului. De asemenea, s-au mai măsurat : presiunea de injecţie a combustibilului, presiunea apei de răcire, presiunea statică a aerului folosit la ardere, presiunea aburului folosit ca fluid ejector la sondele de luat probe de gaze de ardere şi presiunea în focar. S-au mai măsurat debitele de aer pentru ardere, combustibil şi apă de răcire.

Concentrația gazelor de ardere în CO_2, CO și O_2 s-a determinat în cinci puncte situate pe axul de simetrie longitudinal al flacării. S-au prelevat probe cu sonde răcite, care s-au introdus prin fantele prevăzute

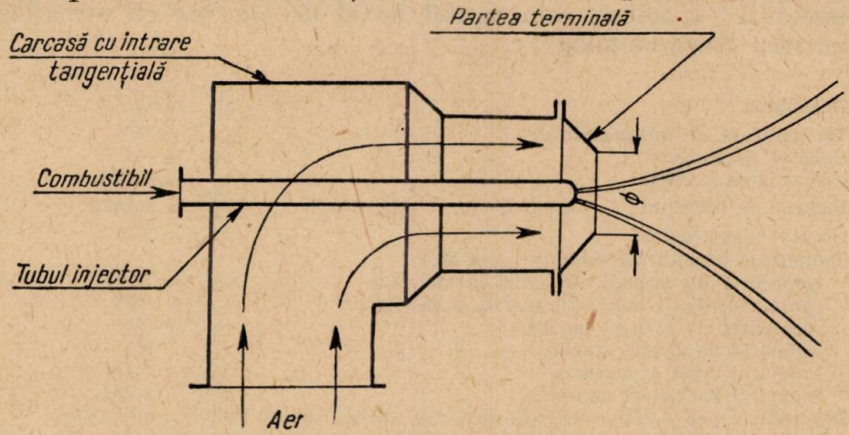


Fig. 1. — Schița de principiu a arzătorului de păcură.

într-unul din pereții laterali ai focarului. S-au mai măsurat temperaturile de radiație t_r și t'_r vizînd flacăra după direcțiile (Δ_1), (Δ_2), (Δ_3) și (Δ_4) (fig. 2), care sînt normale pe axul de simetrie longitudinal al flăcării.

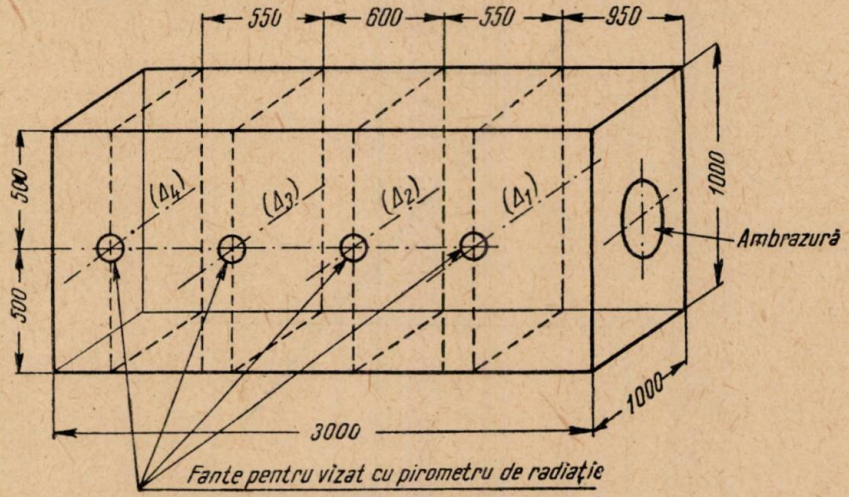


Fig. 2. — Focarul cu fantele de vizat, pentru determinat temperaturile de radiație t_r, t'_r și prevelat probe de gaze.

Trebuie specificat că temperatura t_r se referă la radiația flăcării și a peretelui care servește drept fundal, pe cînd temperatura t'_r se referă numai la radiația flăcării. Practic, s-a putut obține t'_r eliminîndu-se radiația peretelui fundal prin amplasarea pe perete în timpul efectuării măsurătorilor, a unor ecrane răcite, după direcțiile (Δ_1), (Δ_2), (Δ_3) și (Δ_4).

Măsurarea temperaturilor peretelui interior necesare calculului coeficientului de emisie al flacării s-au făcut cu termocuple Pt — Pt. Rh montate în direcţia fantelor de vizare pe peretele opus acestora. Pentru experimentări s-a folosit combustibil lichid *de calorifer* cu următoarele caracteristici fizico-chimice *) :

Densitatea	$\rho_{15}^{15} = 0{,}8776$
Temperatura de inflamabilitate	$t_{inf} = 74°C$
Punctul de congelare	$p_c = -9°C$
Viscozitatea la 50°C	$\eta = 5{,}46°E$
Indicele de refracţie	$n_D^{20} = 1{,}4851$
Greutatea moleculară	$M = 254$
Compoziţia structurală (metoda „n-d-M")	
procentul de carboni aromatici în moleculă	$C_A = 16\,\%$
procentul de carboni naftenici în moleculă	$C_N = 33\,\%$
procentul de carboni parafinici	$C_P = 51\,\%$
numărul de cicluri aromate	$R_A = 0{,}5$
numărul total de cicluri	$R_T = 1{,}754$
numărul de cicluri naftenice	$R_N = 1{,}254$

Impurităţi : apă 0,38 %, cocs (Conradson) 1,85 %, cenuşă 0,098 %, sulf 0,3 %,
Asfalt tare : 0,4 %
Sedimente : 0,172 %

Analiza chimică elementară : C = 85 %; H = 14,8 %; S = 0,2 %.

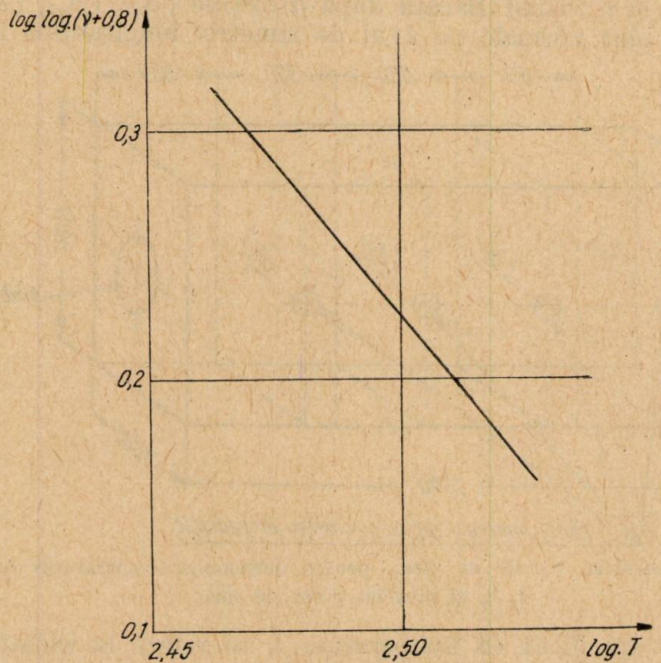


Fig. 3. — Variaţia viscozităţii cu temperatura pentru combustibilul special tip *A*.

*) Toate analizele fizico-chimice au fost efectuate de Iov. S. Molfetta.

Variația viscozității combustibilului s-a realizat prin modificarea temperaturii de preîncălzire a acestuia. Curba de variație a viscozității cu temperatura pentru combustibilul experimentat se dă în figura 3.

În timpul experimentărilor, viscozitatea combustibilului a variat între 3,8 și 15,8°E. S-au studiat detaliat două variante constructive care difereau între ele prin geometria părții terminale a carcasei arzătorului.

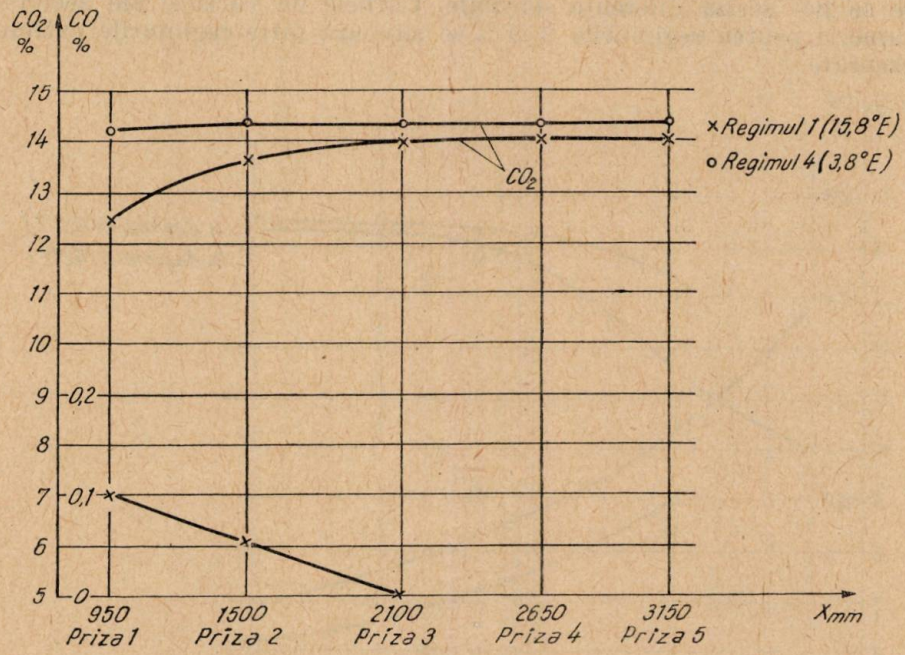


Fig. 4. — Variația conținutului procentual de CO_2 și CO în lungul axului de simetrie al flăcării pentru regimurile 1 și 4.

S-a funcționat la debitul de combustibil de $\sim$ 105 kg/h, cu debitul de aer rece insuflat de $\sim$ 980 Nm^3/h, în consecință s-a folosit și aer fals la ardere. La prima variantă partea terminală a avut diametrul $\varnothing = 90$ mm și a fost prevăzută cu șase palete directoare de formă spirală.

În această situație s-au studiat patru regimuri de funcționare caracterizate prin viscozitățile relative de 15,8, 8,4, 6 și 3,8°E.

În a doua variantă partea terminală a carcasei a avut diametrul de $\varnothing = 120$ mm și au lipsit paletele directoare. Ținînd seama de acest ultim considerent cît și de faptul că viteza totală a aerului a scăzut sensibil față de prima variantă de funcționare, se poate aprecia că amestecul dintre aer și combustibil s-a realizat mult mai intens și condițiile de dezagregare a jetului au fost mult mai intense în prima variantă

În a doua variantă s-au studiat două regimuri caracterizate prin viscozitățile de ~ 15,5 şi 4,2°E.

3. REZULTATE EXPERIMENTALE

3.1. *Influența viscozității asupra arderii.* În figura 4, se dă variația conținutului procentual de CO_2 şi CO din gazele de ardere în lungul axului de simetrie al flăcării pentru regimurile extreme 1 şi 4, între care se pot sesiza diferențe sensibile. Curbele de variație ale aceloraşi parametri pentru regimurile 2 şi 3 se situează între regimurile extreme prezentate.

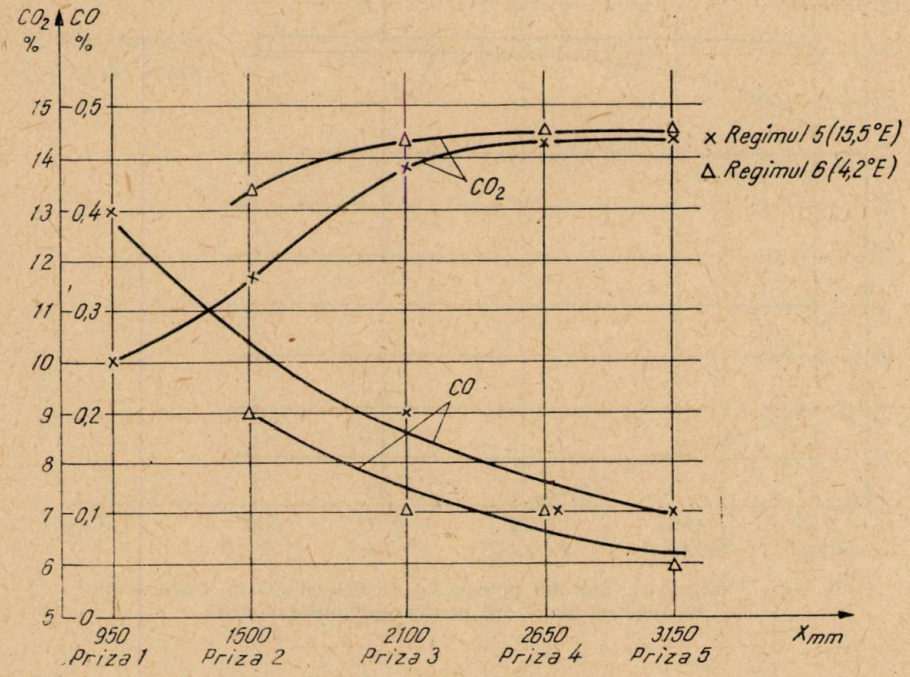


Fig. 5. — Variația conținutului procentual de CO_2 şi CO în lungul axului de simetrie al flăcării pentru regimurile 5 şi 6.

Din figura 4, se constată că la regimul 4, la care viscozitatea are valoarea cea mai mică (3,8°E) arderea are loc complet începînd de la priza de captare 1, rezultînd şi valoarea maximă pentru CO_2. La regimul de lucru 1, pentru care viscozitatea combustibilului a avut valoarea cea mai mare (15,8°E) se constată că arderea se termină abia după priza 3, adică la distanța de circa 2 100 mm de arzător. Pe baza acestor constatări rezultă că lungimea flăcării este influențată de viscozitatea combustibilului.

Totuşi, se poate afirma că cea mai mare parte a combustibilului arde în ambrazură. Aceasta se poate explica prin faptul că între combustibil şi aer se realizează un amestec intim datorită turbionării puternice

a aerului prin paletele directoare montate pe capul terminal al carcasei arzătorului cît și datorită admisiei tangențiale a aerului în carcasă.

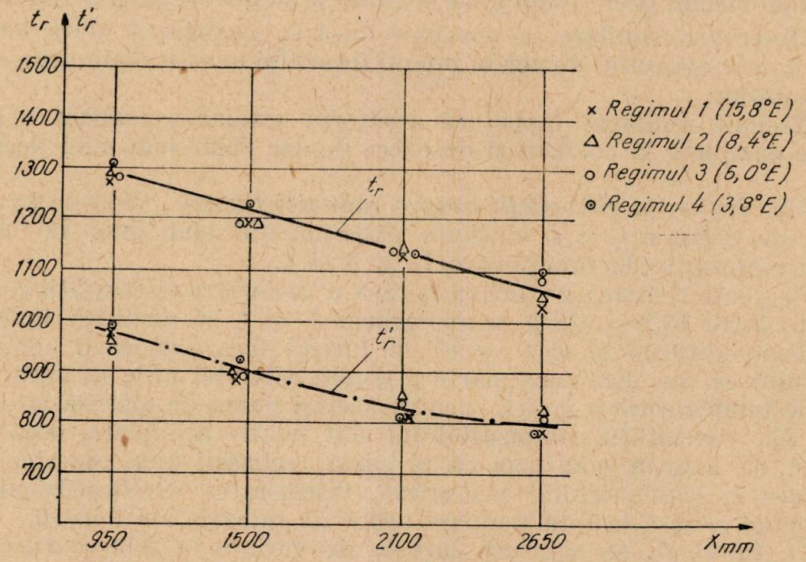


Fig. 6. — Variația temperaturilor t_r și t'_r pe lungimea focarului la diferite viscozități ale combustibilului lichid.

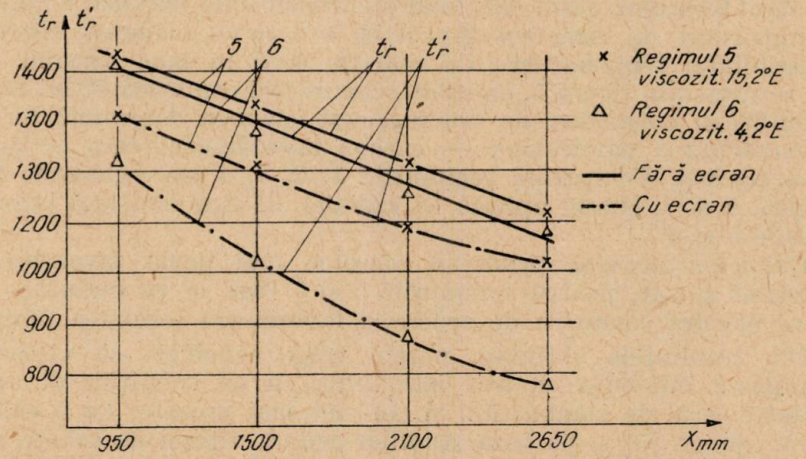


Fig. 7. — Variația temperaturilor t_r și t'_r pe lungimea focarului, pentru regimurile de funcționare 5 și 6.

Analizînd valorile concentrațiilor de CO_2 și CO obținute în regimurile 5 și 6 reprezentate în figura 5, se observă de asemenea că în cazul creșterii viscozității, flacăra se lungește. Se remarcă faptul că la regimurile 1 și 4, combustibilul arde în condiții mai bune decît la regimurile 5 și 6 la

care intensitatea de turbionare a aerului este mai mică şi pentru care se observă că arderea nu se termină complet nici după 3150 mm de la gura injectorului (CO = 0,05% la regimul 6 şi CO = 0,1% la regimul 5).

Observaţii similare se pot face dacă se analizează alura curbelor de variaţie a excesului de aer în lungul focarului pentru regimurile examinate anterior.

Trebuie remarcat faptul că arzătorul studiat a realizat o ardere practic completă la coeficienţi de exces de aer chiar mai mici decît 1,1.

3.2. *Influenţa viscozităţii asupra radiaţiei flăcării.* Valorile temperaturilor de radiaţie t_r şi t'_r obţinute experimental sînt date în figura 6 pentru regimurile de funcţionare 1, 2, 3 şi 4.

Se poate remarca de aici că pentru o variaţie a viscozităţii combustibilului între 15,8 şi 3,8°E temperaturile t_r şi t'_r se modifică insensibil.

Temperaturile t_r şi t'_r scad în lungul focarului ca o consecinţă a faptului că cea mai mare parte a combustibilului arde în ambrazură. Valorile temperaturilor t_r şi t'_r pentru acelaşi punct de măsură la diferite valori ale viscozităţii combustibilului sînt relativ apropiate, ceea ce ne permite să tragem concluzia că în cazul realizării unui amestec intim între aer şi combustibilul pulverizat, viscozitatea combustibilului are o influenţă redusă asupra temperaturilor de radiaţie ale flăcării.

În figura 7, se trasează curbele de variaţie a temperaturilor de radiaţie t_r şi t'_r pentru regimurile de funcţionare 5 şi 6.

Ca şi în cazul precedent se observă scăderea temperaturilor t_r şi t'_r de-a lungul focarului, alura căzătoare a curbelor fiind însă mai accentuată. Este important de remarcat faptul că o dată cu scăderea viscozităţii combustibilului temperaturile de radiaţie scad în mod sensibil. După cum a rezultat din figura 5, creşterea viscozităţii combustibilului conduce la înrăutăţirea condiţiilor de ardere. Acest fenomen determină formarea mai abundentă a particulelor de carbon incandescent ceea ce măreşte radiaţia flăcării. Comparînd regimurile 1, 2, 3, 4 cu regimurile 5 şi 6 din figura 6 şi 7, putem aprecia că radiaţia flăcării este mai intensă la regimurile 5 şi 6.

Explicăm aceasta printr-un amestec mai puţin favorabil între combustibil şi aer, pentru regimurile 5 şi 6 ceea ce va înrăutăţi într-o oarecare măsură condiţiile de ardere şi favorizează formarea funinginii.

Din rezultatele obţinute, putem trage concluzia că viscozitatea îşi manifestă influenţa cu atît mai mult, cu cît condiţiile de amestecare dintre jetul de combustibil şi aer sînt mai proaste. La o concluzie similară, ajunge [5] şi pe baza studiilor asupra vitezei de ardere a unei singure picături. Astfel se constată că în cazul unei turbulenţe mărite, diametrul picăturilor pulverizate — la o fineţe de pulverizare ridicată — influenţează puţin asupra vitezei de ardere. Explicaţia constă în faptul că în cazul unui grad mare de turbionare, deci în cazul unui amestec mai intim, se măreşte mult transferul de căldură ceea ce duce la micşorarea efectului asupra arderii a celorlalţi parametri printre care şi viscozitatea combustibilului.

Este interesant să se studieze influența viscozității combustibilului asupra coeficientului de emisie al flăcării, pentru regimurile de lucru analizate anterior.

Coeficientul de emisie al flăcării se poate calcula din relația : [6]

$$\varepsilon = 1 - \frac{R_1 - R_2}{R_3}, \tag{1}$$

unde R_1 — este fluxul de căldură radiat de flacără și peretele fundal, în kcal/m²h,

R_2 — fluxul de căldură radiat numai de flacără, în kcal/m²h,

R_3 — fluxul de căldură radiat de peretele fundal în kcal/m²h.

Fluxurile R_1, R_2 și R_3 se referă la căldura radiată pe o anumită direcție.

Deoarece fluxurile R_1, R_2 și R_3 sînt măsurate cu pirometrul cu radiație totală, care măsoară temperaturile $t_r = T_r - 273$ °C și $t'_r = T'_r - 273$°C, este indicat să se exprime

$$R_1 = C_0 \left(\frac{T_r}{100}\right)^4 \tag{2}$$

și

$$R_2 = C_0 \left(\frac{T'_r}{100}\right)^4, \tag{3}$$

unde C_0 este constanta de radiație a corpului absolut negru. În mod analog se poate scrie

$$R_3 = \varepsilon_p . C_0 \left(\frac{T_p}{100}\right)^4, \tag{4}$$

unde $T_p = t_p + 273°$ K este temperatura absolută a peretelui, în °K,

ε_p — coeficientul de negreală al peretelui.

Ținînd seama de relațiile (2), (3) și (4), coeficientul de emisie al flăcării se poate deduce din relația

$$\varepsilon_g = 1 - \frac{T_r^4 - T_r'^4}{\varepsilon_p T_p^4}, \tag{5}$$

care s-a folosit la prelucrarea datelor experimentale obținute. Valorile coeficientului ε_g calculate pentru regimurile 1, 2, 3 și 4 — luîndu-se valorile medii pentru temperaturile t_r, t'_r și t_p — sînt prezentate în figura 8.

Se poate remarca faptul că viscozitatea combustibilului pentru acest caz, nu influențează în mod practic asupra valorilor coeficientului de emisie al flăcării, iar ε_g scade pe măsură ce ne depărtăm de ambrazură. Astfel ε_g scade de la $\sim$ 0,4 la $\sim$ 0,25 între prizele 1 și 4 adică la creșterea distanței de ambrazură cu 1 500 mm.

În figura 9 se reprezintă variația coeficientului ε_g în lungul focarului pentru regimurile 5 și 6. De aici se poate remarca, faptul că valorile coefi-

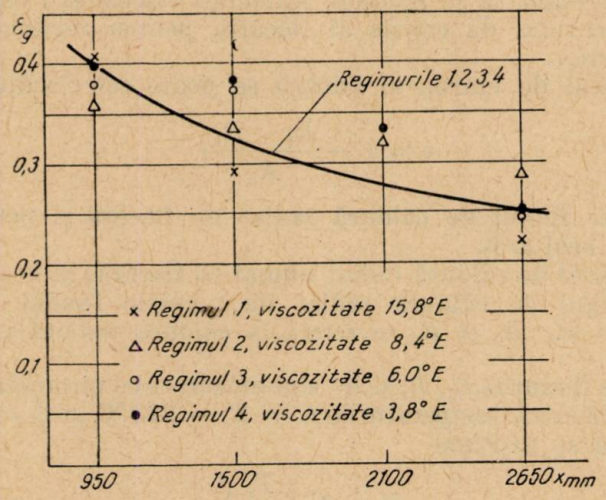


Fig. 8. — Variația coeficientului de emisie al flăcării ε_g în lungimea focarului pentru regimurile 1, 2, 3 și 4.

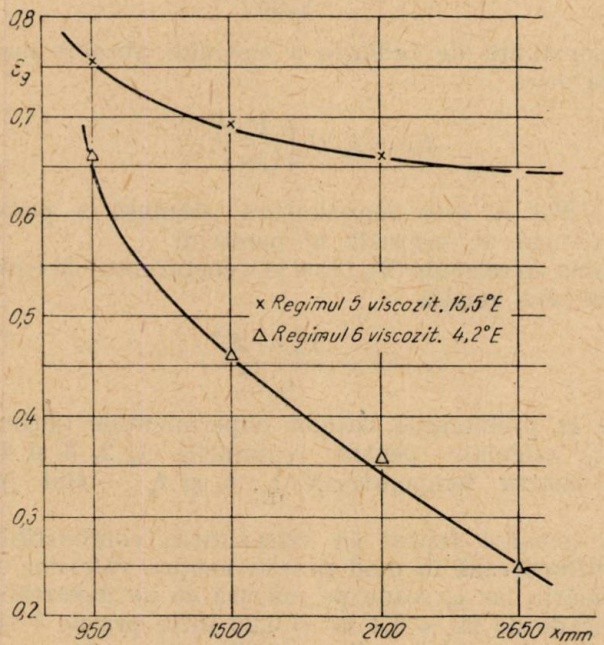


Fig. 9. — Variația coeficientului de emisie al flăcării ε_g în lungimea focarului pentru regimurile 5 și 6.

flăcării sînt sensibil mai mari decît la regimurile 1,
n apropierea arzătorului.
metrie a arzătorului, viscozitatea combustibilului
Astfel coeficientul ε_g este mult mai mare la visco-
; la viscozitatea de 4,2°E. La o viscozitate mare,
ε_g este relativ redusă pe lungimea focarului ceea
ntă lungă. În cazul viscozității reduse a com-

Analiză de asfalt: asfaltene 5,2%, răşini 28,3%, uleiuri 6	
Indice de refracţie la 70°C	$n_D^{70} =$
Greutate moleculară	$M =$
Compoziţia structurală (metoda „n-d-M")	
procentul de carboni aromatici în moleculă	C_A
procentul de carboni naftenici în moleculă	C_N
procentul de carboni parafinici în moleculă	C_P
numărul de cicluri aromatice	R
numărul total de cicluri	
numărul de cicluri naftenice	

Menţionăm că geometria arzătorului a
5 şi 6. Din figura 10 remarcăm faptul că
viscozitate apropiată de a combustibilul
există diferenţe sensibile între valorile
coeficientului de emisie ε_g. Nu este sur
a ars mai bine decît combustibilul *de*
structurală a acestor combustibili. P
de carboni parafinici în moleculă, c
nici şi aromatici. Deşi păcura a
radiantă decît în cazul combu
structura chimică a comb

ASPECTS OFFERTS PAR L'INFLUENCE DE LA VISCOSITÉ DU COMBUSTIBLE LIQUIDE SUR LA COMBUSTION ET LA RADIATION DE LA FLAMME

RÉSUMÉ

Les auteurs se proposent de préciser l'influence de la viscosité du combustible liquide sur la combustion et la radiation de la flamme dans les brûleurs à tourbillons. Ils ont expérimenté deux solutions constructives d'un tel brûleur, la viscosité variant de 3—16°E.

Dans la première solution, le mélange de l'air comburant avec le combustible pulvérisé a été bien plus intime que dans la seconde variante. Ces expériences ont permis de tirer les conclusions suivantes :

— la longueur de la flamme croît en même temps que la viscosité du combustible pulvérisé ; l'influence de la viscosité se fait sentir d'autant plus que le mélange entre l'air utilisé pour la pulvérisation et le combustible est moins intime ;

— la radiation de la flamme est d'autant plus intense que la viscosité du combustible est plus grande.

Les différences sont insensibles lorsque le mélange entre le combustible et l'air de pulvérisation est assez intime et les valeurs du coefficient d'émission de la flamme, qui sont petites, varient relativement peu le long du foyer ($\varepsilon_g = 0{,}4 - 0{,}25$).

Dans la seconde solution, la viscosité a une grande influence sur les caractéristiques radiatives de la flamme. Ainsi, par exemple, dans le cas d'un combustible «de calorifère», ayant la viscosité de 15,5°E, la variation du coefficient d'émission le long du foyer a été de 0,75—0,65. Une réduction de 4,2°E de la viscosité diminue la variation du coefficient ε_g à 0,65—0,25.

Les essais ont prouvé que la radiation de la flamme est surtout influencée, en outre, par la composition chimique structurale du combustible.

BIBLIOGRAFIE

1 А. И. Карабин, *Сжигание жидкого топлива в промышленных установках*. ГНТИЛ, Москва, 1957.

2. И. М. Лиандо, *О комплектном оборудовании промышленных котлов с топками для сжигания мазута*. Промышленная энергетика, *2*, 30—37 (1960).

3. З. И. Геллер, *Высоковязкие мазуты как котельное и печное топливо*. Гостоптехиздат, Москва, 1959.

4. V. Ghia, D. Grecov, I. Spahiu, M. Biener, *Focarul pentru studiul arderii combustibililor gazoşi*. Studii şi cercetări de energetică, *1*, *2* (1962).

5. В. Басевич *О влиянии предварительного испарения на полноту и устойчивость горения распыленного топлива*, Изв. Акад. Наук СССР, *2* (1958).

6. R. R. Kissel, *Die Internationale Gemeinschaft für Flammenforschung, ihr Aufbau und die wichtigsten in ihrer Versuchsanstalt in Gmünden erzielten Ergebnisse*. B. W. K., *8*, 340—346 (1960).

O METODĂ DE CALCUL A COMPORTĂRII LA DETONAȚIE A MOTOARELOR CU APRINDERE PRIN SCÎNTEIE *)

DE

LEONIDA STOIAN

1. GENERALITĂȚI

Perfecționarea mijloacelor de investigație a permis în ultimul deceniu cercetarea mai adîncă a procesului de detonație, ceea ce a clarificat tabloul de ansamblu al desfășurării lui. Totuși, în stadiul actual amănuntele procesului scapă cercetării. Dacă caracterul polistadial al autoaprinderii nucleelor de amestec din fața frontului flăcării a fost probat de numeroase experiențe, numărul acestor studii, durata lor, nu sînt încă cunoscute și, deocamdată, literatura de specialitate nu poate oferi o descriere analitică a procesului.

Construcția de motoare este în primul rînd tributară acestei situații căci pînă astăzi nu există o metodă de determinare analitică a cifrei octanice necesare unui motor, parametrul standard cu care, cu toate imperfecțiunile sale, se caracterizează comportarea antidetonantă a benzinelor. Cifra octanică necesară se determină azi exclusiv pe banc, la încercarea prototipului și modificările constructive ce se aduc motorului au drept țel adaptarea sa la benzina disponibilă.

De aceea, elaborarea unei metode analitice de calcul, capabilă să determine, chiar aproximativ, cifra octanică a benzinei necesare unui motor proiectat și să precizeze influența cantitativă asupra cifrei octanice necesare a unor măsuri constructive luate în vederea aducerii cifrei octanice necesare la valoarea cifrei octanice a benzinei disponibile, ar fi, credem, oportună și utilă.

La elaborarea acestei metode s-a apelat la cunoștințele pe care le oferă cercetările actuale ale procesului de ardere cu detonație în motoare și lipsurile din acest domeniu au obligat să se recurgă la ipoteze simplificatoare ce au influențat precizia metodei.

*) Lucrare prezentată la sesiunea din Brașov privitoare la construirea motoarelor termice, 14 noiembrie 1961.

2. ÎNTÎRZIEREA LA AUTOAPRINDERE ŞI APARIŢIA ARDERII CU DETONAŢIE ÎN MOTOR

Încă Ricardo a arătat că arderea detonantă începe prin autoaprinderea tranşelor de amestec nears din faţa frontului de flacără. Momentul terminării întîrzierii la autoaprindere se identifică cu apariţia detonaţiei. Poziţia acestui moment faţă de procesul de ardere din motor determină caracterul acesteia :

— dacă întîrzierea la autoaprindere este mai mare decît durata arderii, amestecul este ars în frontul de flacără fără să aibă timpul să se autoaprindă ; arderea este normală ;

— dacă întîrzierea la autoaprindere este mai mică decît durata arderii, volumele de amestec cele mai îndepărtate de bujie se autoaprind înainte ca frontul de flacără să le fi străbătut ; arderea se face cu detonaţie ;

— dacă cele două durate sînt egale, motorul funcţionează la limita de detonaţie.

Pentru întîrzierea la autoaprindere a unor hidrocarburi cu aprindere de tip monostadial se găsesc în literatură ecuaţii de tipul ecuaţiei lui Semenov.

Pentru unele hidrocarburi cu autoaprindere polistadială (de ex. n-hexan [1]) la care tabloul autoaprinderii se complică, se găsesc relaţii empirice pentru fiecare stadiu în parte, sau, sub o formă mai puţin riguroasă, o ecuaţie pentru întîrzierea globală în stadiile de flacără rece τ_1 şi o alta pentru întîrzierea flăcării calde τ_2 [2]. După cunoştinţele noastre nu există cercetări sistematice în această chestiune pentru hidrocarburi superioare heptanului şi cu atît mai puţin pentru benzine.

Folosirea directă în motoare a întîrzierilor măsurate în bombe, instalaţii de compresie rapidă, tuburi de şoc, în care se tinde ca procesul de autoaprindere să se desfăşoare în condiţii cît mai apropiate de cele izoterm — izobare, nu este corectă. În timpul perioadei de întîrziere la autoaprindere, amestecul poate evolua după o infinitate de legi, evoluţia izoterm — izobară fiind o lege cu totul particulară de variaţie a temperaturii şi presiunii. În condiţiile din motor atît presiunea cît şi temperatura sînt variabile în timpul perioadei de inducţie, iar durata acestei perioade este în strictă dependenţă de legea de variaţie a acestor parametri.

Fie evoluţiile presiunii şi temperaturii în motor în cursul perioadei de inducţie reprezentate în figura 1, iar întîrzierea izoterm-izobară $\Phi_{p,T}$. Durata întîrzierii la autoaprindere poate fi oricînd însă împărţită în intervale de timp suficient de mici, astfel ca în interiorul unui asemenea interval temperatura şi presiunea să poată fi considerate, cu suficientă aproximaţie, constante. Este evident, cînd $t_i - t_{i-1} \to 0$ linia frîntă care înlocuieşte curba se suprapune ei.

În intervalul de timp $t_i - t_{i-1}$, se consideră că amestecul este menţinut la starea medie din interval $p_{i,i-1}$, $T_{i,i-1}$. Dacă întîrzierea este considerată ca un întreg, din care se consumă la fiecare stare o fracţiune (egală cu raportul dintre durata menţinerii amestecului la această stare şi întîr-

zierea izoterm - izobară la autoaprindere în această stare), în intervalul $t_i - t_{i-1}$, la starea $p_{i,i-1}$, $T_{i,i-1}$, fracțiunea consumată este

$$C_{i,i-1} = \frac{t_i - t_{i-1}}{\Phi_{p_{i,i-1}\, T_{i,i-1}}}.$$

De la începutul perioadei de inducție t_0 și pînă în momentul autoaprinderii t_n, se consumă integral întîrzierea la autoaprindere, deci în momentul t_n suma fracțiunilor de întîrziere la autoaprindere consumate la diferitele stări trebuie să fie 1

$$\sum_{i=0}^{i=n} \frac{t_i - t_{i-1}}{\Phi_{p_{i,i-1}\, T_{i,i-1}}} = 1, \tag{1}$$

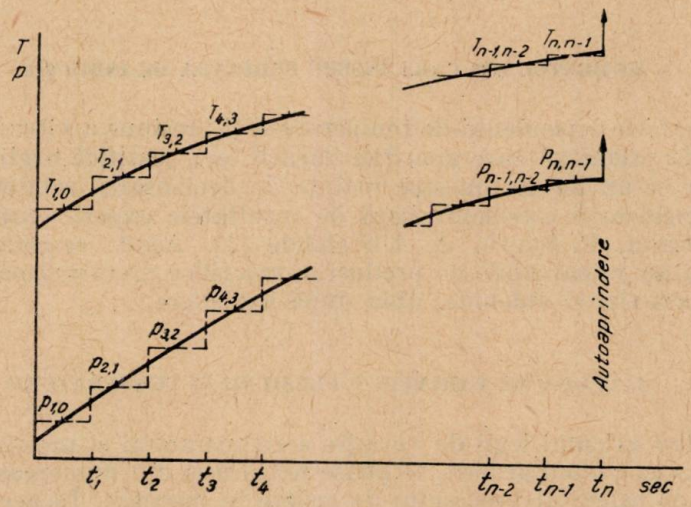


Fig. 1. — Schema de calcul.

la limita cînd

$$t_i - t_{i-1} \to 0,$$

$$\int_{t_0}^{t_n} \frac{dt}{\Phi_{p,T}} = 0. \tag{2}$$

Ecuațiile (1) sau (2) permit deci calcularea unei întîrzieri la autoaprindere într-o evoluție oarecare în funcție de întîrzierea la autoaprindere într-o evoluție perfect determinată și anume cea izoterm - izobară.

Rezolvarea acestei ecuații permite determinarea momentului autoaprinderii t_n și a duratei perioadei de inducție t_n și t_0 în procesul examinat.

Suma din ecuația (1) sau integrala din ecuația (2) s-a denumit *criteriu de autoaprindere* și s-a notat cu C. În funcție de valorile pe care

le ia criteriul C, într-un anumit moment al unui proces pot apărea trei situații :

$C < 1$ — perioada de inducție nu s-a încheiat, autoaprinderea nu a avut loc ;

$C = 1$ — perioada de inducție se încheie în acest moment, amestecul se autoaprinde ;

$C > 1$ — amestecul este autoaprins.

Integrarea criteriului C este dificilă chiar pentru cazurile simple. Este mai comod să se opereze cu criteriul C sub forma din (1). Calculul se conduce pe intervale de timp finite.

Pentru ca criteriul să devină operant este necesar să fie cunoscute :

— momentul t_0 din care începe perioada de inducție ;

— legea de variație a presiunii și temperaturii în timpul procesului ;

— întîrzierea izoterm-izobară a benzinei.

3. MOMENTUL DIN CARE ÎNCEPE PERIOADA DE INDUCȚIE

Puternica dependență de temperatură și presiune a vitezei de reacție în perioada premergătoare apariției flăcării reci, justifică neglijarea transformărilor ce au loc în amestec înainte de declanșarea scînteii. Justețea acestei considerații este confirmată de rezultatele experimentale obținute de A. Egerton, F. Smith, A. Ubbelohde [3]. Acești cercetători descoperă cantități remarcabile de produși ai reacțiilor premergătoare apariției flăcării (peroxizi și aldehide) abia după aprindere.

4. LEGEA DE VARIAȚIE A PRESIUNII ȘI TEMPERATURII

Pentru calculul legii de variație a temperaturii și presiunii amestecului nears în timpul arderii, se poate folosi una din numeroasele metode existente de calcul al procesului de ardere în motoare. În aceste metode arderea este considerată fără detonație, pe toată durate ei, pînă la consumarea integrală a amestecului proaspăt. Durata unei astfel de arderi, de la declanșarea scînteii și pînă la consumarea totală a reactanților în ardere normală, se va numi în cele ce urmează durata arderii total normale, spre a o distinge de durata arderii normale la funcționarea cu detonație, a cărui sfîrșit este marcat de apariția primului nucleu autoaprins. Pentru o ardere cu detonație durata arderii total normale este doar o valoare de calcul ce poate servi la aprecierea intensității detonației, valoarea criteriului $C = 1$ indicînd sfîrșitul arderii normale, iar valoarea lui C la sfîrșitul arderii total normale dînd o măsură a intensității detonației.

Pentru ca o metodă de calcul al arderii să fie convenabilă calculului la detonație, trebuie să furnizeze, cu o aproximație satisfăcătoare, durata arderii total normale și legile de variație în funcție de timp a presiunii și temperaturii medii a amestecului nears pe toată această durată.

Unele metode de calcul al arderii nu determină temperatura medie a amestecului nears, ci o singură temperatură medie în tot volumul

camerei de ardere. În acest caz temperatura amestecului nears se poate determina pornind de la diagrama indicată și temperatura gazelor în momentul declanșării scînteii. Pentru aceasta se face ipoteza că pierderile de căldură prin pereți sînt compensate (pentru întreaga durată a procesului) de căldura degajată de flăcările reci, deci comprimarea amestecului proaspăt în timpul perioadei de inducție se face adiabat. Făcînd această ipoteză se neglijează transferul de căldură de la gazele de ardere la amestecul nears, ceea ce nu poate constitui o sursă de erori importante: amestecul proaspăt, constituit în cea mai mare parte din gaze biatomice, este transparent pentru spectrul de radiație al flăcării, iar transferul de căldură de la flacără la volumele învecinate se face o dată cu frontul de flacără, fără să se poată face simțit în masa de amestec nears.

Oricare ar fi metoda folosită precizia ei se răsfrînge asupra preciziei calculului la detonație.

5. ÎNTÎRZIEREA LA AUTOAPRINDEREA IZOTERM-IZOBARĂ A BENZINELOR COMERCIALE ROMÎNEȘTI

Ecuația lui Semenov a întîrzierii la autoaprindere într-o reacție în lanț ramificat

$$\tau = kp^{-n} e^{\frac{E}{ART}}, \tag{3}$$

indică că întîrzierea la autoaprindere τ, la un anumit dozaj, este o funcție de temperatură (T), presiune (p), natura amestecului (E), molecularitatea aparentă a reacției (n).

Întîrzierea la autoaprindere într-un proces polistadial este suma întîrzierilor stadiilor succesive ce preced autoaprinderea, fiecare stadiu reprezentînd o reacție în lanț

$$\Phi_{pT} = \Sigma \tau_i = \Sigma k_i p_i^{-n_i} e^{\frac{E_i}{ART_i}}. \tag{4}$$

Succedarea stadiilor în amestec face ca fiecare stadiu să depindă de stadiile care îl premerg. De aceea, dependența perioadei totale de inducție, de temperatură și presiune are un caracter complex [4]. Însă, ceea ce interesează în tehnică nu este atît τ_i cît întîrzierea izoterm-izobară globală Φ_{pT}, prin intermediul căreia se poate determina momentul apariției detonației în motor, cu ajutorul ecuațiilor (1) sau (2).

Părăsind legătura organică cu mecanismul de desfășurare a fenomenului, pentru a cărui descriere analitică astăzi nu există suficiente elemente, se urmărește găsirea unei formule empirice pentru întîrzierea izoterm-izobară globală, cu valabilitate limitată, dar care în interiorul domeniului său de aplicabilitate este capabilă să ofere o aproximație satisfăcătoare din punct de vedere tehnic.

Valorile măsurate ale întîrzierii la autoaprindere necesare fundamentării unei asemenea formule, se pot obține direct în aparatura clasică,

în domeniile de temperatură și presiune în care această aparatură e capabilă să o determine cu o aproximație satisfăcătoare [5].

S-a mers însă pe calea prelucrării unui număr de diagrame indicate $p - \theta$ cu ajutorul criteriului de autoaprindere.

Diagramele au fost ridicate în regimuri de funcționare cu o detonație destul de puternică, în care detonația apare ca o creștere instantanee de presiune, ca urmare a aprinderii aproape simultane a volumului de amestec nears. Intervalul de timp ce desparte autoaprinderea primului nucleu de amestec, ce marchează apariția detonației, de aprinderea întregului volum în frontul undei de combustie, ce se deplasează cu viteze de ordinul a 600—700 m/s, este de cca 5—10‰ din durata întîrzierii la autoaprindere, ceea ce justifică identificarea momentului apariției detonației cu momentul saltului de presiune.

Pe diagrame s-au măsurat direct presiunile, iar temperaturile s-au calculat așa cum s-a arătat la paragraful 4.

La alegerea formei expresiei întîrzierii izoterm-izobare s-a apelat la expresii ce conțin expresia lui Semenov, a întîrzierii într-o reacție în lanț ramificat, care a fost multiplicată cu o expresie ce încearcă să prindă influența globală a pluralității stadiilor asupra întîrzierii izoterm-izobare la autoaprindere a benzinelor comerciale romînești.

Cea mai bună aproximație a oferit expresia

$$\Phi_{pT} = k\left(\frac{T}{1\,000}\right)^{z} p^{-n} e^{\frac{E}{ART}}, \tag{5}$$

cu valorile constantelor

$K = 0{,}000\,508$,

$z = 8$,

$n = 1{,}2$,

$E = 7\,900 + 62{,}5$ CO (CO — cifra octanică a benzinei).

Forma expresiei arată că presiunea acționează asupra întîrzierii izoterm-izobare în același sens ca în relația lui Semenov.

Influența calității benzinei se manifestă prin intermediul unei funcții liniare de cifra octanică a benzinei, ce ocupă la exponent locul energii de activare din relația lui Semenov.

Derivata acestei expresii în raport cu T

$$\left(\frac{\partial \Phi}{\partial T}\right)_{pE} = \frac{\Phi}{T}\left(8 - \frac{E}{ART}\right),$$

indică că sensul în care influențează temperatura asupra întîrzierii se schimbă cînd

$$8 - \frac{E}{ART} = 0.$$

La temperaturi înalte întîrzierea scade cu creșterea temperaturii, iar la temperaturi joase crește. Temperatura la care sensul influenței se

schimbă diferă de la benzină la benzină și se deplasează spre valori mai mari cînd cifra octanică a benzinei crește. Pentru o benzină cu CO 60 această temperatură critică este de $\sim 730°$ K; iar pentru o benzină cu CO 70 temperatura crește la $\sim 770°$K.

Ecuația (5) arată că dozajul nu are o influență directă asupra întîrzierii globale izoterm-izobare

$$\left(\frac{\partial \Phi}{\partial d}\right)_{pTE} = 0.$$

Dacă în ceea ce privește întîrzierea în stadiile de flacără rece acest rezultat este în concordanță cu rezultatele determinărilor pe n-heptan și alte hidrocarburi inferioare, efectuate în condiții ce tindeau spre cele izoterm-izobare, în stadiul de flacără caldă aceleași determinări descoperă o scădere a întîrzierii cu creșterea dozajului [2]. Este posibil ca la amestecul de hidrocarburi din care este formată benzina comercială să nu se mai păstreze aceeași dependență de dozaj și ca întîrzierea flăcării calde să fie de asemenea independentă de dozaj; însă este cel puțin tot atît de probabil ca în domeniul îmbrățișat de presiuni, temperaturi și dozaje, întîrzierea flăcărilor reci să fie mult mai mare decît întîrzierea flăcării calde și ca variațiile întîrzierii globale la autoaprindere, datorate variației întîrzierii flăcării calde, să fie mai mici decît aproximația ecuației stabilite.

Materialul experimental pe care a fost obținută expresia întîrzierii izoterm-izobare a fost ridicat pe motorul de cifră octanică. Expresia a fost verificată apoi pe motoare de uz curent în țara noastră.

Înregistrările, efectuate în coordonate $p - \theta$, au cuprins coeficienți de exces de aer variind între $\alpha = 0{,}7 - 1{,}11$, un domeniu destul de larg de presiuni și temperaturi ($p = 8-26$ kgf/cm^2, $T = 450-990°$K) și trei valori pentru cifra octanică a benzinei 57,5, 60, 70.

6. CRITERIUL DE AUTOAPRINDERE PENTRU BENZINELE COMERCIALE ROMÎNEȘTI

Înlocuind expresia întîrzierii izoterm-izobare (5), în formula criteriului de autoaprindere acesta devine

$$C = \sum_{i=0}^{i=n} \frac{t_i - t_{i-1}}{0{,}000508 \left(\frac{T_{i,i-1}}{1\,000}\right)^{8} \cdot p_{i,i-1}^{-1,2}\, e^{\frac{7\,900 + 62{,}5\,CO}{1{,}985\, T_{i,i-1}}}}, \qquad (6)$$

sau înlocuind timpul în funcție de unghiul de manivelă θ și turația motorului n (rot/min)

$$t = \frac{\theta}{6n}$$

criteriul ia forma

$$C = \sum_{i=0}^{i=n} \frac{\theta_i - \theta_{i-1}}{0{,}003048\, n \left(\frac{T_{i,\,i-1}}{1\,000}\right)^8 \cdot p_{i,\,i-1}^{-1,2}\, e^{\frac{7\,900 + 62{,}5\,CO}{1{,}985\, T_{i,\,i-1}}}}. \qquad (7)$$

Însumarea se face pe durata arderii total normale, sau cel puțin pînă la începutul arderii detonante ($C = 1$).

Determinarea momentului apariției detonației cu ajutorul metodei expuse se face, în majoritatea cazurilor verificate de autor, cu o eroare, față de cea determinată experimental, mai mică de 1° manivelă și cu mai puțin de 2% din durata arderii.

Verificarea comportării la detonație este de recomandat să se facă într-un regim de funcționare stabilă a motorului la turație joasă și plină sarcină, în apropierea regimului de cuplu maxim, la care detonația este maximă.

7. INFLUENȚELE UNOR FACTORI ASUPRA DETONAȚIEI REFLECTATE ÎN CRITERIUL DE AUTOAPRINDERE

Analiza comparativă a diverselor metode de calcul al arderii depășește cadrul acestui articol și de aceea se va considera, în cele ce urmează, că metoda aleasă de calcul al arderii satisface cerințele impuse de calculul de detonație.

Influența diverșilor factori asupra detonației se reflectă în criteriul de autoaprindere (6), (7) prin intermediul mărimilor de care acesta depinde : presiunea (p) și temperatura medie a amestecului nears (T) în fiecare moment al procesului de ardere, cifră octanică a benzinei (CO), turația motorului n, durata arderii total normale ($t_n - t_0$ s sau $-\theta_n - \theta_0$° manivelă).

În măsura în care influența unor factori ca presiunea de aspirație, temperatura de aspirație, umiditatea, turația, sarcina, avansul, raportul de compresie, turbulența, diametrul cilindrului, forma camerei de ardere, numărul și poziția bujiilor, asupra legii de variație a presiunii, temperaturii medii a amestecului nears, a duratei arderii total normale este corect determinată de metoda de calcul al arderii, criteriul de autoaprindere va prinde influența lor asupra detonației, căci influența tuturor factorilor citați se face simțită numai prin intermediul lui p, T, $t_n - t_0$.

O precizare este totuși necesară. În toate aceste calcule se operează cu temperatura medie a amestecului și o oarecare neuniformitate în repartiția temperaturilor este inevitabilă. Vor exista deci întotdeauna volume cu stare mai avansată de pregătire pentru autoaprindere, care se vor aprinde primele, înaintea volumelor ce ar avea starea medie. Cum începutul arderii detonante este marcat de apariția primului nucleu autoaprins, din cauza neuniformității de temperatură, întîrzierea reală va fi mai mică decît cea calculată. Astfel o supraîncălzire locală de 10° a unui amestec proaspăt (benzină : CO 60) cu temperatura medie de 700°K, antrenează

o scădere a întîrzierii izoterm-izobare cu $8^0/_{00}$. O eroare de acest ordin nu este inadmisibilă pentru un calcul tehnic.

Dacă se realizează prin măsuri constructive corespunzătoare o importantă scădere locală de temperatură a volumelor care ard ultimele (de ex. prin montarea unor dopuri de cupru, prin lustruirea pereților camerii de ardere în această zonă ș.a.), în dorința de a preîntîmpina apariția detonației, consecințele nu mai sînt de neluat în seamă, însă metoda expusă nu este capabilă să le rețină.

Cînd măsurile locale se generalizează (de ex. se înlocuiește culasa de fontă cu o culasă de aluminiu cu un coeficient de conductibilitate termică mai mare) și antrenează scăderea temperaturii medii, dispare și incapacitatea metodei de a sesiza eficacitatea măsurii adoptate.

O creștere generală a regimului de temperaturi se înregistrează pe măsura creșterii depunerilor de calamină în camera de ardere. Aceste depuneri nu sînt uniforme nici ca grosime și nici ca compoziție și structură și depind de numeroși factori : compoziția combustibilului, conținutul de tetraetil de plumb, calitățile uleiului, regimul în care s-au format depozitele etc. Influența cantitativă a depozitelor asupra detonației nu poate fi îmbrățișată de calcule, deși nu este în nici un caz de neglijat. Experiențele au arătat că pentru funcționarea la limita de detonație, un motor la care depunerile de calamină s-au stabilizat (după 10 000 — —15 000 km rulaj) are nevoie de o benzină cu o cifră octanică cu circa 10 unități mai mare decît un motor necalaminat [6].

Pentru a se limita erorile posibile ecuația întîrzierii izoterm-izobare a fost determinată după stabilizarea depunerilor de calamină în regim variabil, realizînd o corespondență cu condițiile de exploatare.

Dozajul nu influențează, așa cum s-a arătat, întîrzierea izoterm-izobară, efectul său asupra detonației se face simțit indirect, pe mai multe căi și prin intermediul mai multor parametri. Scăderea dozajului atrage creșterea duratei arderii, ca urmare a creșterii duratei fazei inițiale a arderii, în care controlul vitezei de ardere îl au caracteristicele fizico-chimice ale amestecului [7]. Scăderea dozajului este însoțită de modificarea regimului de presiuni și temperaturi, urmare a scăderii puterii calorifice a amestecului și a creșterii temperaturii la sfîrșitul compresiei. Aceste două influențe își găsesc exprimarea în criteriul de autoaprindere, prima în creșterea lui t_n și a doua în modificarea legii de variație $p = f(t)$ și $T = \varphi(t)$.

Adaosul de tetraetil de plumb dimpotrivă influențează direct întîrzierea la autoaprinderea izoterm-izobară, lăsînd însă neinfluențată evoluția temperaturii și presiunii în timpul arderii normale [8]. În ecuația criteriului de autoaprindere influența adaosului de tetraetil de plumb se manifestă exclusiv prin cifra octanică a benzinei.

Imperfecțiunea distribuirii amestecului pe cilindri, face ca în cilindri să pătrundă combustibil cu cifre octanice diferite. Cilindrii mai apropiați de carburator sînt preferați de fracțiunile mai ușoare ale benzinei, care au o cifră octanică mai ridicată decît hidrocarburile grele, cu excepția aromatelor [9]. Diferența dintre cifrele octanice a combustibilului din doi cilindri poate atinge, la alimentarea cu hidrocarburi parafinoase, 10 unități [9]. Melanjarea în benzinele comerciale a produșilor de diverse naturi

şi provenienţe precum şi adaosul de antidetonanţi atenuează puternic aceste diferenţe. Metoda criteriului de autoaprindere foloseşte în calculele sale cifra octanică a benzinei comerciale, diferenţele ce apar în urma distribuţiei neuniforme a fracţiunilor sale pe cilindri îi scapă. Firește dacă s-ar introduce în calcule cifra octanică a combustibilului ce intră în fiecare cilindru, metoda ar cîştiga în precizie însă şi-ar pierde avantajul său esenţial, căci execuţia prototipului pe care s-ar putea măsura aceste valori este ulterioară proiectării.

Se poate spune că metoda prezentată îmbrăţişează satisfăcător procesul, dar sînt unele aspecte care îi scapă. Pentru a acoperi imperfecţiunile metodei de calcul la detonaţie, a metodei de calcul al arderii, precum şi dispersiunea ciclurilor, se recomandă să se adopte o marjă de siguranţă. Dacă metoda de calcul al arderii dă o aproximaţie satisfăcătoare, de ordinul a $\sim 3\%$ la presiuni şi $\sim 1{,}5\%$ la temperaturi, o marjă de 5 unităţi la cifra octanică este suficientă.

CONCLUZII

Metoda prezentată permite să se calculeze cifra octanică a benzinei comerciale necesare unui motor, într-un regim dat de putere, turaţie si dozaj, pornind de la arhitectura şi volumul camerei de ardere şi variaţia sa în funcţie de unghiul de manivelă. Compararea cifrei octanice necesare cu cea a benzinei disponibile determină dacă motorul va funcţiona în regim detonant. După ce se iau măsurile constructive indicate pentru scoaterea motorului din regim detonant, o nouă determinare a cifrei octanice necesare motorului verifică eficacitatea modificărilor făcute şi stabileşte dacă sînt necesare noi modificări pentru adaptarea motorului ce se proiectează la benzina disponibilă.

Calculul la detonaţie presupune existenţa unui calcul al procesului de ardere ce-i oferă legile de variaţie a temperaturii medii şi a presiunii gazelor. Precizia metodei de calcul al arderii adoptată influenţează precizia calculului la detonaţie.

Verificarea la detonaţie trebuie făcută lăsînd o marjă de siguranţă care să acopere erorile metodei de calcul al arderii, al metodei de calcul la detonaţie şi dispersiunea normală a ciclurilor.

Se dau mai jos două exemple de calcul. În primul se calculează momentul apariţiei detonaţiei. În al doilea se urmăreşte deplasarea acestui moment înspre sfîrşitul arderii pe măsura creşterii (prin etilare) a cifrei octanice. Se determină cifra octanică a benzinei care aduce motorul la limita de detonaţie, la care sfîrşitul arderii coincide cu sfîrşitul întîrzierii la autoaprindere. Benzinele cu cifră octanică superioară acestuia asigură funcţionarea nedetonantă a motorului. Rezultatele calculelor se confruntă cu cele experimentale. Se realizează o corespondenţă satisfăcătoare.

Exemple de calcul. a) Se verifică momentul apariţiei detonaţiei în motorul de cifră octanică în următorul regim de funcţionare : raportul de comprimare $\varepsilon = 7$, coeficientul de exces de aer $\alpha = 0{,}8067$, turaţia $n = 900$ rot/min, avansul la aprindere $\beta = 19°$, cifra octanică a benzinei

CO 57,5, debitul de aer aspirat $M_a = 160{,}6.10^{-7}$ kmoli/ciclu, coeficientul de gaze arse reziduale $\gamma = 0{,}11$.

Diagrama indicată ($p - \theta$) a funcționării motorului în acest regim este dată în figura 2. Din diagramă se remarcă că detonația apare la 10° după *PMS*, în punctul marcat în diagramă cu *D*, în care se înregistrează un salt de presiune. Momentul declanșării scînteii la bujie s-a înregistrat prin întreruperea diagramei (19° înainte de *PMS*).

Numărul de moli prezenți în cilindru este

$M_c = (1 + \gamma) M_a = (1 + 0{,}11) \cdot 160{,}8 \cdot 10^{-7} = 178{,}34 \cdot 10^{-7}$ kmoli.

În momentul aprinderii, presiunea măsurată pe diagramă este $p = 8{,}45$ kgf/cm².

Volumul camerei de ardere la 19° înainte de *PMS* este

$$V_{CO} = 130{,}12 \text{ cm}^3.$$

Temperatura în momentul declanșării scînteii la bujie se calculează aplicînd ecuația de stare a gazelor perfecte

$$T_c = \frac{PV}{R\,M} = \frac{8{,}85 \cdot 10^{+4} \cdot 130{,}12 \cdot 10^{-6}}{848 \cdot 178{,}34 \cdot 10^{-7}} = 761°\text{K}.$$

Exponentul adiabatic are următoarele valori:

$T = 673°$K,	$k = 1{,}2906$,
$T = 773°$K,	$k = 1{,}2783$,
$T = 873°$K,	$k = 1{,}2682$,
$T = 973°$K,	$k = 1{,}2595$.

Temperatura este dată de ecuația comprimării adiabate:

$$T_i = \left(\frac{p_i}{p_{i-1}}\right)^{\frac{k-1}{k}} T_{i-1}.$$

Temperatura la 15° a. *PMS* este

$$T_1 = \left(\frac{9{,}63}{8{,}85}\right)^{\frac{1{,}2798-1}{1{,}2798}} \cdot 761 = 775°\text{K}.$$

Presiunea la 15° a. *PMS* s-a extras din tabela 1, în care s-au înscris toate presiunile măsurate în diagramă, de la aprindere și pînă la apariția arderii cu detonație.

La 12° a. *PMS* temperatura este

$$T_2 = \left(\frac{10{,}35}{9{,}63}\right)^{\frac{1{,}2781-1}{1{,}2781}} \cdot 775 = 787°\text{K}.$$

Calculul se continuă din aproape în aproape pînă la apariția arderii cu detonație.

Rezultatele s-au înscris în tabela 1.

La sfîrşitul primului interval de ardere, ce a fost luat de

$$\theta_1 - \theta_0 = -15 + 19 = 4°$$

în care domneşte starea medie pe interval,

$$p_{1.0} = \frac{8{,}85 + 9{,}63}{2} = 9{,}24 \text{ kgf/cm}^2; \quad T_{1.0} = \frac{761 + 775}{2} = 768°\text{K}$$

din întîrzierea la autoaprindere s-a consumat fracţiunea

$$C_{1.0} = \frac{\theta_1 - \theta_0}{0{,}003048\, n \left(\frac{T_{1.0}}{1\,000}\right)^8 p_{1.0}^{-1.2}\, e^{\frac{7\,900 + 62.5\,CO}{1{,}985\, T_{1.0}}}} =$$

$$= \frac{4}{0{,}003048 \cdot 900 \left(\frac{768}{1\,000}\right)^8 \cdot 9{,}24^{-1.2}\, e^{\frac{7\,900 + 62{,}5 \cdot 57.5}{1{,}985 \cdot 768}}} = 0{,}0925.$$

Criteriul C la sfîrşitul intervalului 1 $(\theta_1 - \theta_0)$ este

$$C_1 = \sum_{i=0}^{i=1} C_{i,\,i-1} = C_{1.0}.$$

În intervalul 2

$$\theta_2 - \theta_1 = -12 + 15 = 3°$$

$$p_{21} = \frac{10{,}35 + 9{,}63}{2} = 9{,}99 \text{ kgf/cm}^2,$$

$$T_{2.1} = \frac{787 + 775}{2} = 781°\text{K},$$

iar din întîrzierea la autoaprindere se mai consumă

$$C_{2.1} = \frac{3}{0{,}003048 \cdot 900 \left(\frac{781}{1\,000}\right)^8 \cdot 9{,}99^{-1.2}\, e^{\frac{7\,900 + 62{,}5}{1.985 \cdot 781}}} = 0{,}0756.$$

La sfîrşitul intervalului criteriul are valoarea

$$C_2 = \sum_{i=0}^{i=2} C_{i,\,i-1} = C_{1.0} + C_{2.1} = 0{,}0925 + 0{,}0756 = 0{,}1681.$$

Calculul se continuă analog pînă la 9,5° d. *PMS*, moment în care în motor a avut loc autoaprinderea amestecului proaspăt.

Se observă că în momentul apariţiei autoaprinderii pe diagramă, criteriul ia o valoare mai mică decît cea teoretică, deci timpul necesar autoaprinderii se determină cu o aproximaţie în plus.

Tabela 1

θ	p_i	T_i	$C_{i,i-1}$	C_i
0	kgf/cm²	°K	–	–
−19	8,85	761	0	0
−15	9,63	775	0,0925	0,0925
−12	10,35	787	0,0756	0,1681
− 9	11,25	801	0,0822	0,2503
− 6	12,28	817	0,0897	0,3400
− 3	13,95	841	0,0971	0,4371
0	15,53	860	0,1089	0,5460
3	17,06	877	0,1228	0,6688
6	18,96	899	0,1339	0,8027
9,5	21,59	924	0,1725	0,9752

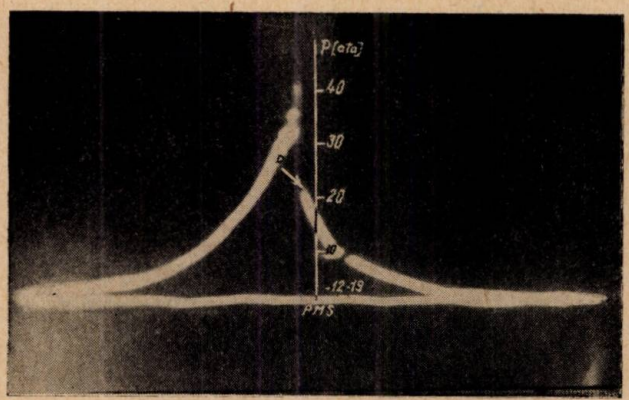


Fig. 2. — Diagrama $p-\theta$ ridicată pe motorul de cifră octanică. $\varepsilon = 7$, $\alpha = 0{,}8067$, $n = 900$ rot/min, $\beta = 19°$, CO = 57,5.

Eroarea este

$$\sim \frac{1-0{,}9752}{\frac{0{,}1725}{9{,}5-6}} = 0{,}502°,$$

sau în procente din durata arderii normale

$$\sim \frac{0{,}502}{9{,}5+19} 100 = 1{,}76\%,$$

b) Se calculează cifra octanică necesară pentru un motor cu aprindere prin scînteie, în patru timpi, cu următoarele caracteristici : $\varepsilon = 6$, alezajul 110 mm, cursa 140 mm, puterea 80 CP, turația la puterea maximă 1 700 rot/min, numărul de cilindri 6.

Cifra octanică se verifică în următorul regim (apropiat de cuplul maxim) : plină sarcină, $n = 1\,170$ rot/min, $\alpha = 0{,}89$, $\beta = 19°$.

Curbele de variație a presiunii și temperaturii au fost calculate prin metoda „exactă" de calcul [10] și sînt date în tabela 2. Calculul s-a făcut pînă la arderea integrală a amestecului. Arderea se încheie la 36° după *PMS*. Pentru ca motorul să funcționeze la limita de detonație cu o anumită benzină, trebuie ca întîrzierea la autoaprindere să se consume integral pînă în momentul încheierii arderii :

$$C = 1 \text{ cînd } \theta = 36°.$$

S-au calculat valorile lui $C_{36°} = f(CO)$ pentru cifrele octanice 60, 65, 68, 70, 75. Valorile calculate s-au înscris în tabela 2. În figura 3 se trasează curba $C_{36°} = f(CO)$ și se intersectează cu orizontala $C = 1$;

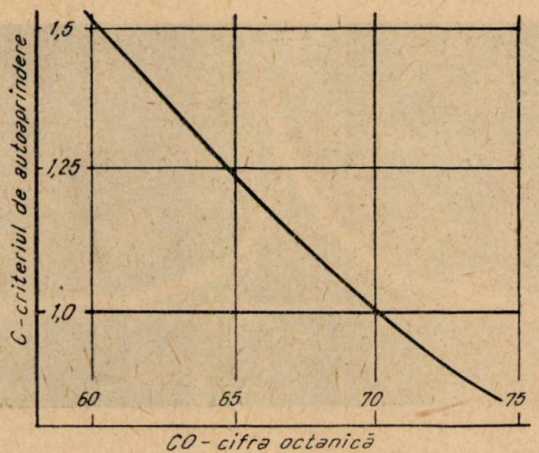


Fig. 3. — Determinarea cifrei octanice a benzinei necesare (exemplul de calcul *b*).

Tabela 2

θ	p	T_c	C_i				
			CO 60	CO 65	CO 68	CO 70	CO 75
0	kgf/cm²	°K	—	—	—	—	—
−12	8,55	637	0	0	0	0	0
−3	9,73	656	0,1299	0,0988	0,0911	0,0805	0,0648
3	10,736	671	0,2350	0,1818	0,1631	0,1445	0,1164
9	12,344	693	0,3588	0,2801	0,2487	0,2225	0,1779
15	15,055	724	0,5107	0,4039	0,3570	0,3119	0,2569
21	20,70	778	0,7195	0,5766	0,5092	0,4622	0,3736
27	27,04	824	1,0125	0,8168	0,7231	0,6600	0,5411
36	27,10	825	1,5135	1,2308	1,0931	1,0028	0,8301

punctul de intersecție dă cifra octanică a benzinei cu care motorul funcționează la limita de detonație

$$CO = 70{,}2.$$

Experimental s-a constatat că motorul funcționează la limita de detonație cu $CO = 71{,}7$.

Eroarea în determinarea cifrei octanice este

$$\frac{70{,}2 - 71{,}7}{71{,}7} \cdot 100 = -2{,}09\ \%.$$

МЕТОД РАСЧЕТА ПОВЕДЕНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ С ИСКРОВЫМ ЗАЖИГАНИЕМ ПРИ ДЕТОНАЦИИ

РЕЗЮМЕ

Излагается оригинальный метод расчета поведения при детонации двигателей внутреннего сгорания с искровым зажиганием. Метод допускает определение октанового числа бензина, необходимого двигателю, а также действительность мероприятий конструктивного характера, принимаемых для приспособления двигателя к располагаемому бензину для работы без детонаций.

BIBLIOGRAFIE

1. E. FRÉLING, Rev. de l'Inst. Franç. du Pétrole, *10—12* (1955); *1* (1956).
2. B. LEWIS, G. VON ELBE, *Combustion, Flames, Explosions of Gases*. New York, Academic Press. Inc., 150—152 (1951).
3. A. EGERTON, F. SMITH, A. UBBELOHDE, Phil. Trans. Roy. Soc. (234), 744 (1935).
4. А. С. СОКОЛИК, *О самовоспламенении углеводородо-воздушных смесей*; din culegerea *Поршневые двигатели внутреннего сгорания*. Москва, Изд. Акад. Наук СССР, 1956.
5. J. LIVENGOOD, W. LEARY, Ind. Eng. Chem., **43**, *12* (1951).
6. M. HEDDE, S.I.A., *4* (1954).
7. А. С. СОКОЛИК, *Основы теории процесса нормального сгорания в двигателях с искровым зажиганием*; din culegerea *Сгорание в транспортных поршневых двигателях*. Москва, Изд. Акад. Наук СССР, 1951.
8. B. M. STURGIS, SAE Transactions, 1956.
9. Д. М. АРОНОВ, Е. И. ЗАРЯНСКИЙ, Л. В. МАЛЯВЕНСКИЙ, *Детонационные испытания автомобильных бензинов*; din culegerea *Теория, конструкция, расчет и испытание двигателей внутреннего сгорания*. Изд. Акад. Наук СССР, 1955.
10. L. STOIAN, *Contribuţii la studiul regimurilor de funcţionare detonantă în motoarele cu aprindere prin scînteie*. Teză, Institutul politehnic, Bucureşti, 1958.

EFICACITATEA ALIMENTĂRII MIXTE LA MOTOARELE DIESEL

DE

M. UNTARU, GH. BOBESCU și V. CÎMPEANU

Una din problemele mari ale dezvoltării actuale a motoarelor Diesel este *micșorarea maximă a coeficientului excesului de aer, corespunzător începutului arderii incomplete a combustibilului.*

Limita posibilă de micșorare a coeficientului excesului de aer α, pentru motoarele Diesel se determină după apariția fumului în gazele de evacuare. Pentru fiecare regim de funcționare poate fi găsit un punct care limitează posibilitatea creșterii puterii motorului, iar totalitatea acestor puncte constituie caracteristica limitei de fum a motorului Diesel, ceea ce în cazul acestor motoare este și o limită de putere.

Numeroase încercări de micșorare a coeficientului excesului de aer, α, pentru o mai bună utilizare a aerului în cazul metodei existente de injectare a întregii cantități de combustibil în camera de ardere, nu au dat rezultate pozitive.

În același scop, la Catedra de automobile și tractoare de la Institutul politehnic Brașov s-au efectuat încercări pe un motor D-35 cu cameră de turbulență, bazate pe metoda alimentării mixte, care constă în admisia unei cantități de combustibil redus în canalul de admisie, care se amestecă cu aerul ca și în cazul motorului cu carburator, dar formează un amestec foarte sărac ce nu se poate autoaprinde.

Restul de combustibil (80—85%) se injectează prin pompă în cilindrii motorului unde se aprinde și face să ardă întreaga cantitate de combustibil ce se află în camerele de ardere. O asemenea alimentare îmbunătățește mult procesul arderii, deoarece aerul este folosit mai judicios iar amestecul obținut este mult mai omogen ceea ce duce la obținerea unor grade de fum mai mici.

În acest scop pe canalul de admisie al motorului a fost montat un carburator de tipul celui folosit la motorașul de pornire al motorului D-35 și etalonat pentru mai multe cantități de combustibil, în funcție

de deschiderea clapetei de la 0 pînă la 25% din cantitatea totală de combustibil injectată în motor la regimurile obişnuite. Carburatorul montat pe canalul de admisie se poate vedea în figura 1.

Alimentarea cu motorină a carburatorului se face direct din sistemul de alimentare a motorului D-35. Reglarea cantităţii de combustibil admisă în canalul de admisie se realizează cu ajutorul clapetei carburatorului care poate fi fixată în diferite poziţii în funcţie de etalonarea prealabilă indicată pe un cadran.

Totodată a fost etalonată şi pompa de injecţie a motorului D-35, în aşa fel încît să permită fie injectarea totală a combustibilului, fie numai o injecţie parţială de 95—70% din cantitatea totală injectată în motor la regimurile obişnuite. Reglarea pompei la injecţie parţială se face cu ajutorul unor cale prin fixarea tijei în diferite poziţii.

Pentru determinarea precisă a gradului de fum, s-a folosit un dispozitiv cu celulă fotoelectrică.

Încercările pentru determinarea eficacităţii alimentării mixte la motoarele Diesel, s-au făcut pe un banc de probă echipat cu frînă hidraulică.

La început a fost ridicată caracteristica externă a motorului, în cazul alimentării normale, adică tot combustibilul a fost injectat prin pompa de injecţie.

Pentru fiecare punct prin care s-a trasat curba de putere a fost determinat şi gradul de fum, ceea ce a permis ca pe caracteristica externă să fie trasată şi curba gradului de fum.

Pentru regimul la care pompa a injectat în cilindrii motorului numai 95% din cantitatea de combustibil iniţială iar restul de 5% a fost admisă prin carburator în canalul de admisie, s-au obţinut curbele din figura 3.

Se observă faţă de regimul iniţial o creştere de putere cu 1,14%, iar consumul specific la turaţia constantă $h = 1\,420$ rot/min scade cu 2,87% şi gradul de fum este mai mic.

O altă încercare a fost aceea la care 90% din cantitatea de combustibil iniţială a fost injectată prin pompă în cilindrii motorului, iar restul de 10% a fost admisă prin carburator în canalul de admisie, pentru care s-au obţinut curbele din figura 4.

În comparaţie cu regimul iniţial se obţine o creştere de putere de 3,7%, consumul specific la turaţia constantă $n = 1\,420$ rot/min scade cu 7,4%, iar gradul de fum de asemenea este mai mic.

Încercarea următoare s-a făcut cu 85% din cantitatea de combustibil iniţială injectată prin pompă în cilindrii motorului, iar restul de 15% a fost admisă prin carburator în canalul de admisie, şi s-au obţinut curbele din figura 5.

Comparînd cu regimul iniţial creşterea de putere este de 4,55%, scăderea consumului specific la turaţia constantă $n = 1\,420$ rot/min, este de 8,63%, iar gradul de fum de asemenea este mai mic.

După aceasta s-a făcut o altă încercare la care 80% din cantitatea de combustibil iniţială a fost injectată prin pompă în cilindrii motorului, iar restul de 20% a fost admisă prin carburator în canalul de admisie, obţinîndu-se curbele din figura 6.

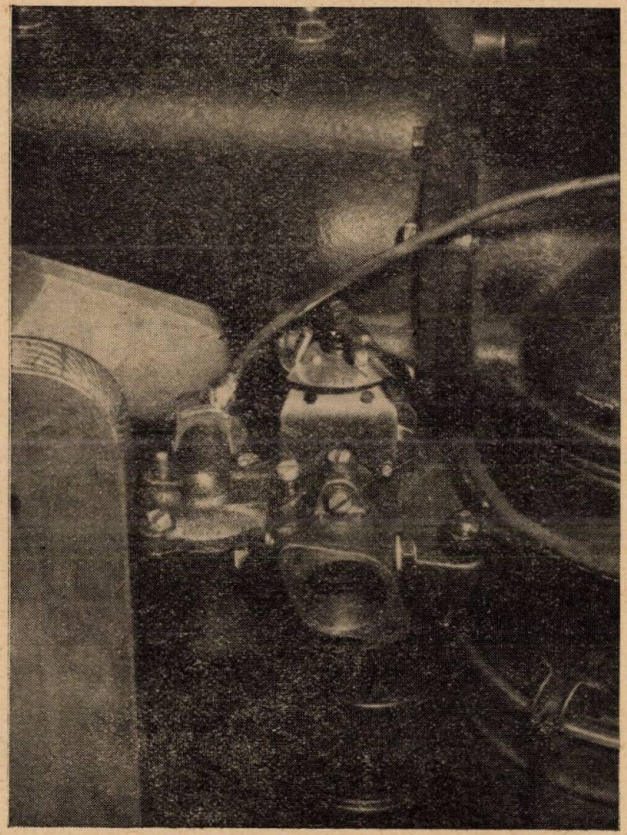


Fig. 1.—Montajul carburatorului pe aspirația motorului D-35.

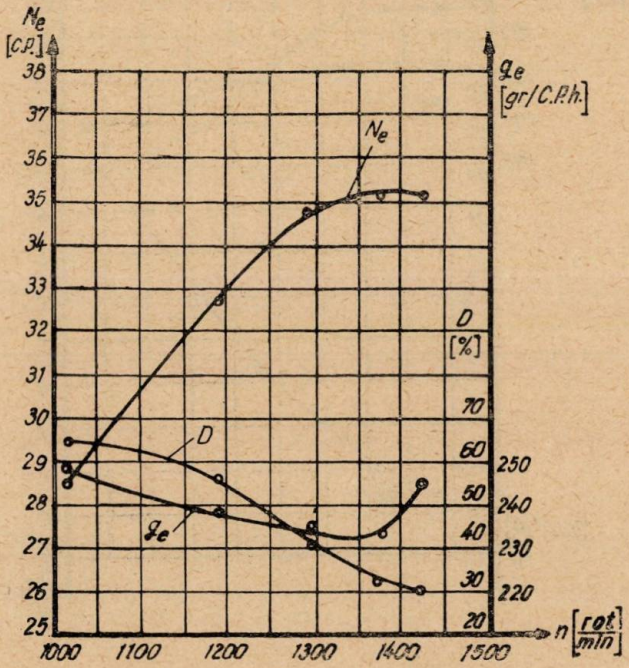


Fig. 2. — Caracteristica externă a motorului cu alimentare 100% prin pompa de injecție.

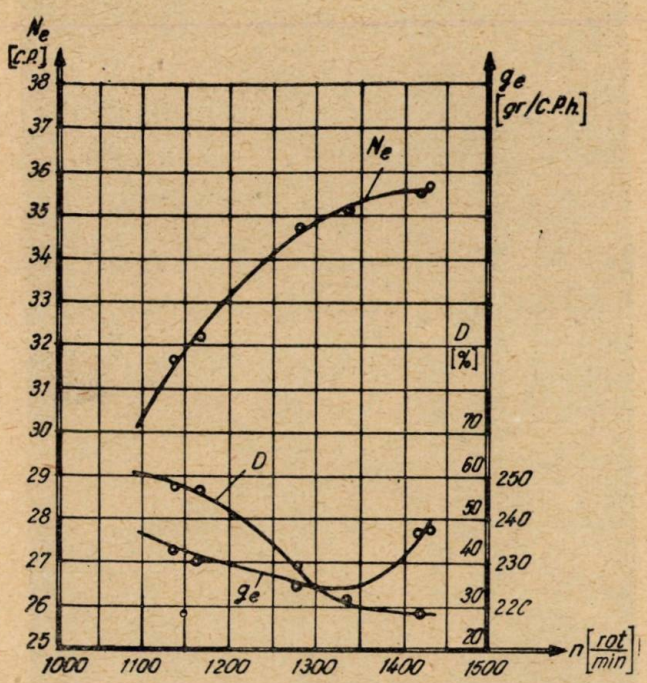


Fig. 3. — Caracteristica externă a motorului cu alimentare 95% prin pompa de injecție și 5% prin carburator.

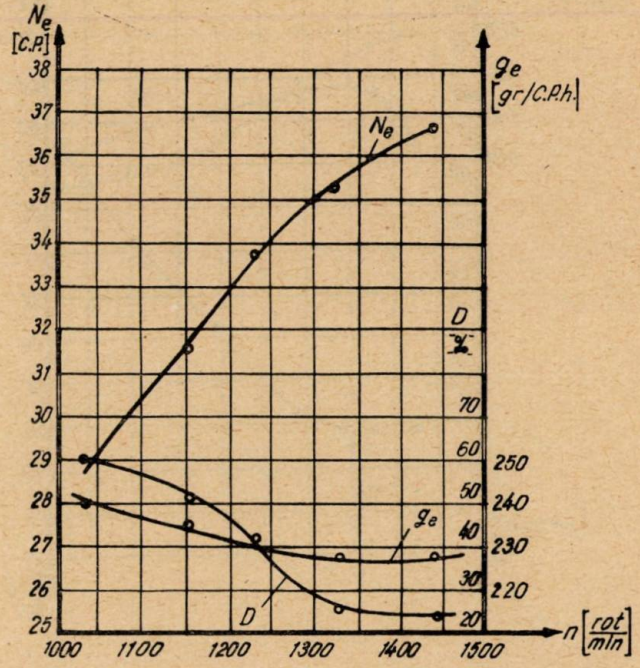


Fig. 4. — Caracteristica externă a motorului cu alimentare 90% prin pompa de injecție și 10% prin carburator.

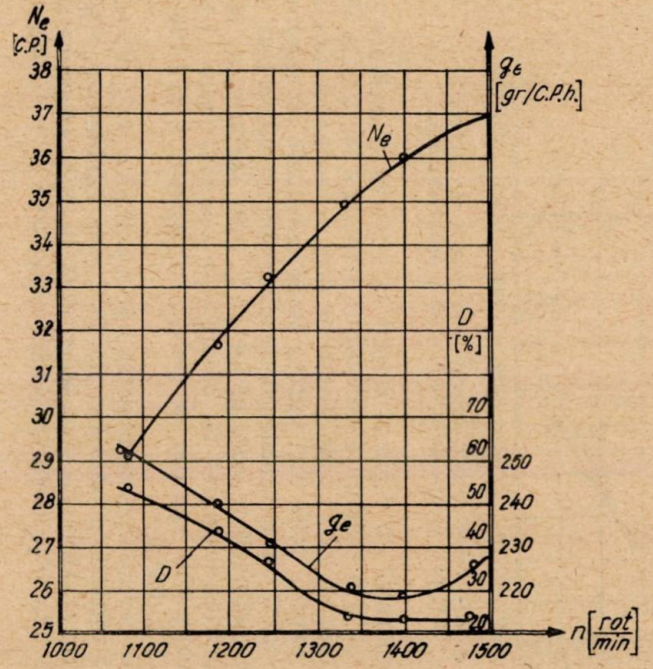


Fig. 5. — Caracteristica externă a motorului cu alimentare 85 % prin pompa de injecție și 15 % prin carburator.

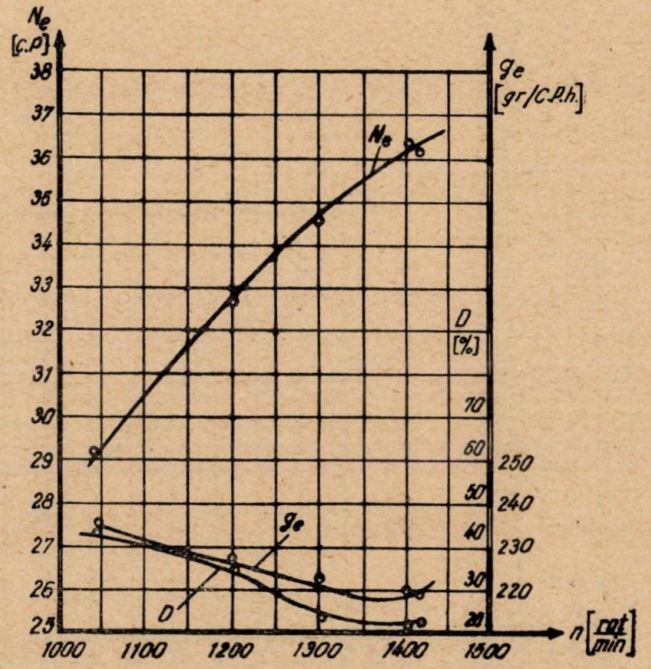


Fig. 6. — Caracteristica externă a motorului cu alimentare 80 % prin pompa de injecție și 20 % prin carburator.

În acest caz observăm față de regimul inițial o creștere a puterii cu 3,41% o scădere a consumului specific la turația constantă $n = 1\,420$ rot/min cu 9,83%, iar gradul de fum de asemenea este mai mic.

Ultima încercare din acest gen a fost făcută pentru cazul cînd 75% din cantitatea de combustibil inițială a fost injectată prin pompă în cilindrii motorului iar restul de 25% a fost admisă prin carburator de admisie. La ridicarea caracteristicii externe au fost obținute curbele din figura 7.

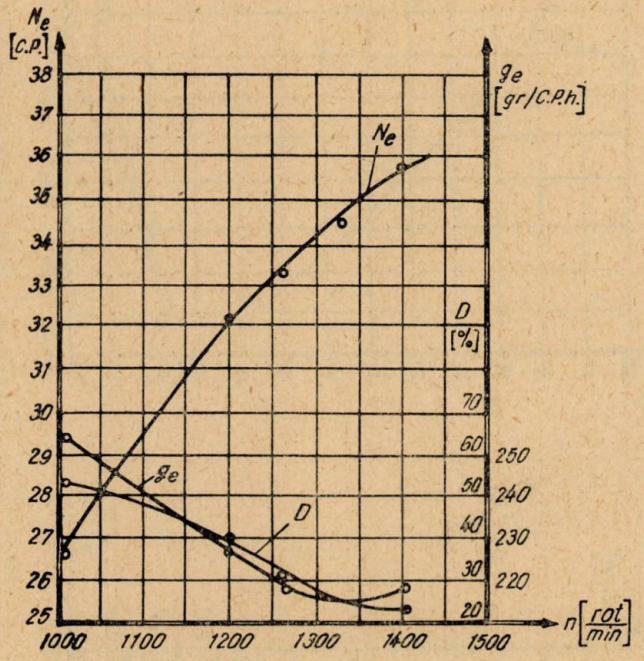


Fig. 7. — Caracteristica externă a motorului cu alimentare 75% prin pompa de injecție și 25% prin carburator.

Prin comparație cu regimul inițial se observă o creștere a puterii motorului cu 1,7% o scădere a consumului specific la turația constantă $n = 1\,420$ rot/min cu 9,83%, iar gradul de fum de asemenea este mai mic.

Din cele expuse pînă aici putem trage concluzia că regimul optim este cel la care 85% din cantitatea de combustibil inițială a fost injectată prin pompă în ciclindrii motorului iar 15% prin carburator, în canalul de admisie, deoarece creșterea de putere este cea mai mare (4,55%), iar micșorarea consumului specific la turația constantă $n = 1\,420$ rot/min este apreciabilă (8,63%).

În regimul corespunzător injectării prin pompă a 80% din cantitatea de combustibil inițială și admisiei de 20% prin carburator, deși micșorarea consumului specific este mai accentuată (9,83%) creșterea de putere este mai mică (3,41%) decît în cazul precedent.

În toate cazurile expuse pînă în prezent gradul de fum a fost mult mai mic decît în cazul unei alimentări normale a motorului D-35. Pentru a se obține o caracteristică externă a motorului cu același grad de fum,

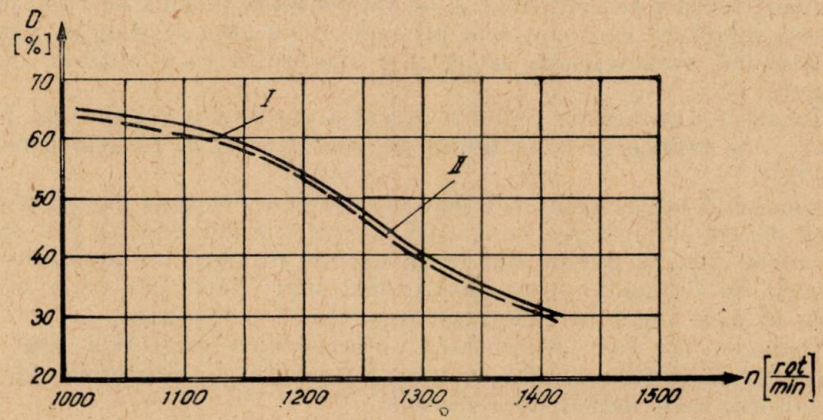


Fig. 8. — Curbele gradului de fum: I-alimentare 100% prin pompa de injecție; II-alimentare 90% pirn pompa de injecție și 15% prin carburator.

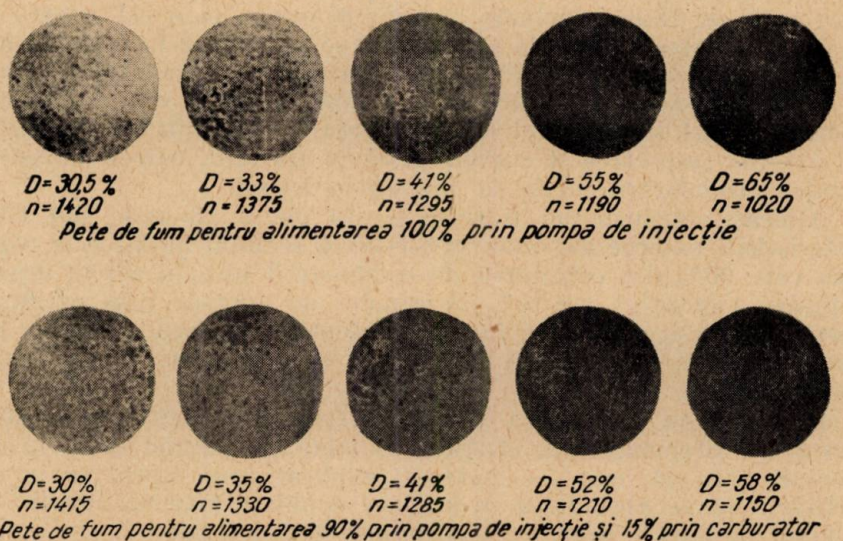


Fig. 9. — Pete de fum obținute în timpul încercărilor.

s-au făcut diferite încercări pînă s-a ajuns la regimul pentru care 90% din cantitatea inițială de combustibil a fost injectat prin pompă, în cilindrii motorului, iar prin carburator a fost admisă o cantitate de combustibil egală cu 15% din cea inițială, în canalul de admisie. Comparînd regimul

inițial (100% prin pompa de injecție) cu cel de mai înainte (90% prin pompă și 15% prin carburator) observăm că cele două curbe ale gradului de fum sînt aproape identice (fig. 8).

Acest lucru este confirmat și de intensitatea petelor de fum, pentru cele două regimuri, care sînt sensibil egale după cum se vede în figura 9.

Ridicînd caracteristica externă a motorului s-au obținut curbele din figura 10.

În acest caz față de regimul inițial a rezultat o creștere de putere de 8,5%, iar reducerea consumului de combustibil la turația constantă a fost 5,75%.

Analizînd toate regimurile pentru care s-au efectuat încercări observăm că o dată cu creșterea cantității de combustibil admisă prin carburator, curba puterii devine din ce în ce mai dreaptă iar maximul ei se deplasează în domeniul unor turații mai mari decît cea de $n = 1\,420$ rot/min la care intră în funcțiune regulatorul centrifugal.

Deducem de aici posibilitatea obținerii unor creșteri și mai mari a puterii în cazul funcționării cu un alt regulator și bineînțeles în cazul cînd motorul este destul de rezistent.

Tot în cadrul acestei lucrări s-au făcut și încercări pentru a stabili variația consumului specific de combustibil și a gradului de fum la putere constantă în funcție de cantitatea de combustibil admis prin carburator.

Rezultatele acestor încercări sînt reprezentate în figura 11. Din aceste grafice se poate trage concluzia că regimul optim este cel pentru care 85% din cantitatea inițială de combustibil se injectează în cilindrii motorului iar restul de 15% se admite prin carburator în canalul de admisie.

Pentru a scoate mai bine în evidență diferența dintre rezultatele obținute la acest regim și cel inițial în figura 12 sînt trasate caracteristicile externe respective și curbele gradelor de fum, care demonstrează avantajele alimentării mixte la motoarele Diesel.

Aceleași concluzii pot fi trase și din figura 13 unde sînt trasate caracteristicile externe ale motorului D-35 la regimul inițial și la regimul pentru care 90% din cantitatea de combustibil inițială a fost injectată în cilindrii motorului iar 15% în canalul de admisie prin carburator. Observăm că deși gradele de fum sînt identice, puterea crește cu 8,5% iar consumul de combustibil la turația constantă $n = 1\,420$ rot/min scade cu 5,75%.

În afară de aceasta la motorul Diesel cu alimentare mixtă s-a observat o funcționare mai elastică, un mers mai rotund, decît la cel cu alimentare normală, ceea ce poate fi explicat prin faptul că în cazul alimentării mixte aprinderea se produce simultan într-un număr mult mai mare de puncte decît în cazul alimentării normale.

În concluzie, se poate sublinia faptul că trecerea unui motor Diesel de la alimentarea normală la sistemul alimentării mixte nu este deloc costisitoare și nu implică schimbări constructive sau tehnologice importante, dar eficacitatea folosirii alimentării mixte este evidentă și ea duce la creșterea puterii, concomitent cu o sensibilă scădere a consumului specific de combustibil și la mărirea duratei de funcționare a motorului Diesel, ceea ce pe scară națională poate aduce economii însemnate.

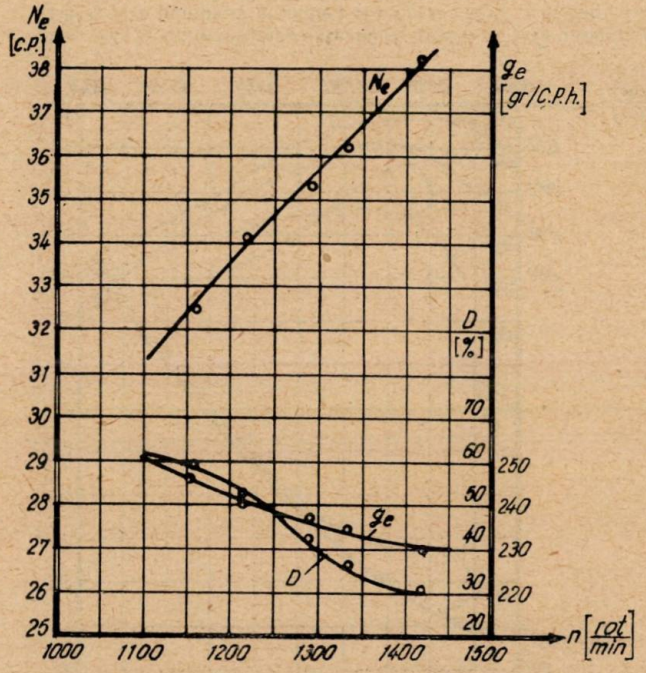


Fig. 10. — Caracteristica externă a motorului cu alimentare 90 % prin pompa de injecție și 15 % prin carburator.

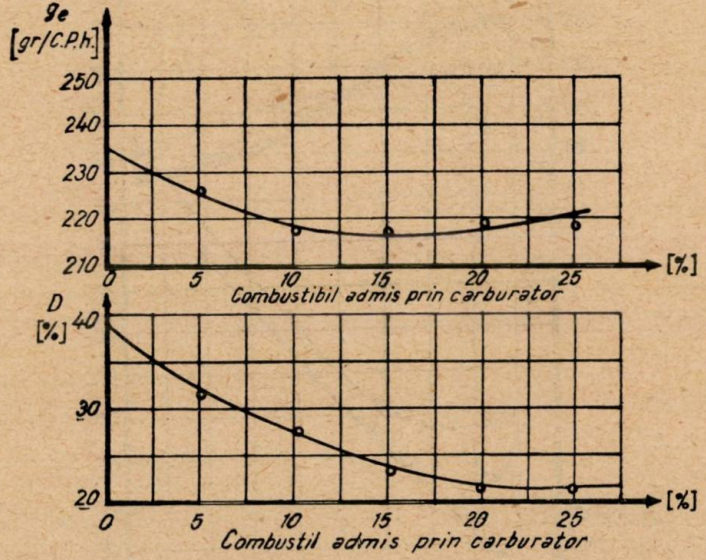


Fig. 11. — Variația consumului specific și gradul de fum la putere constantă în funcție de cantitatea de combustibil admis prin carburator.

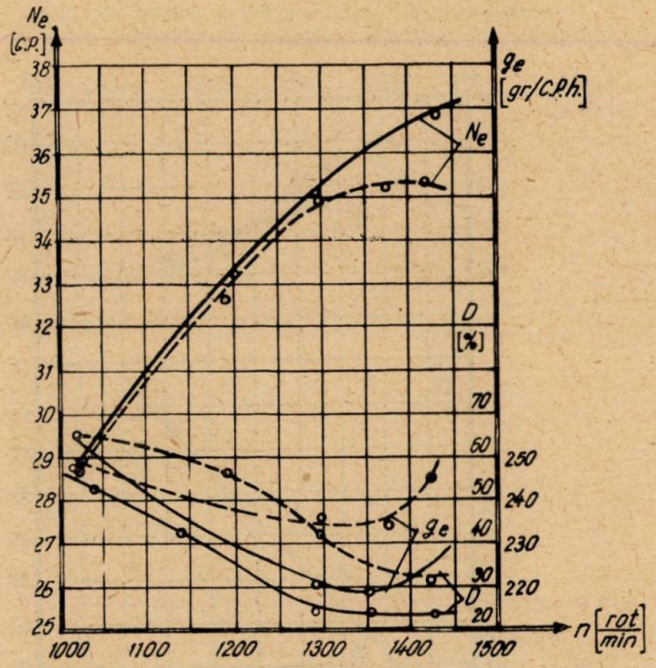


Fig. 12. — Caracteristica externă și gradul de fum alimentare 100 % prin pompa de injecție ; alimentare 85 % prin pompa de injecție și 15 % prin carburator.

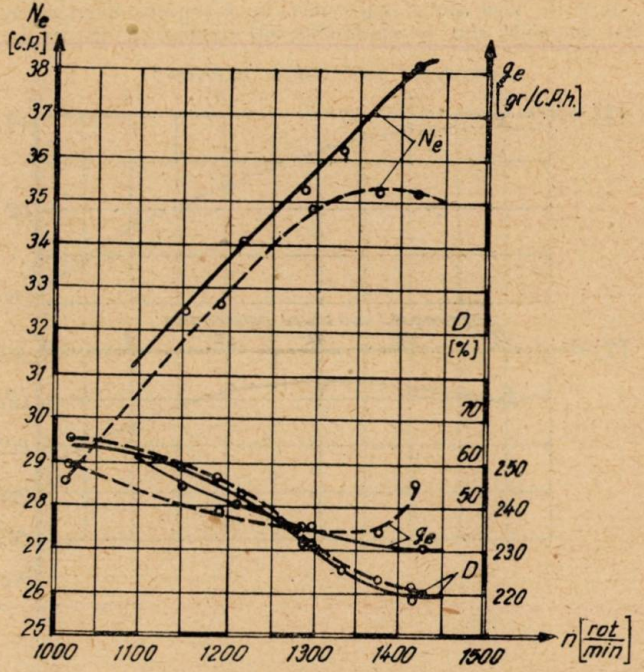


Fig. 13. — Caracteristica externă și gradul de fum alimentare 100 % prin pompa de injecție ; alimentare 90 % prin pompa de injecție și 15 % prin carburator.

LE RENDEMENT DE L'ALIMENTATION MIXTE DES MOTEURS DIESEL

RÉSUMÉ

Les auteurs présentent les essais d'alimentation mixte d'un moteur D-35 (moteur muni d'une chambre de turbulence), effectués par le personnel didactique de la chaire d'automobiles et tracteurs de l'Institut Polytechnique de Braşov. L'alimentation mixte des moteurs Diesel consiste à introduire, dans la tubulure d'admission, une petite quantité de combustible qui, pulvérisé par le carburateur, est mélangé avec l'air ; ce mélange est, toutefois, trop pauvre pour l'auto-allumage. Le reste du combustible est injecté, par la pompe, dans les cylindres du moteur où a lieu l'auto-allumage, qui fait brûler toute la quantité de combustible se trouvant dans la chambre de combustion. Cette alimentation produit une amélioration sensible du processus de combustion, parce que l'air est mieux utilisé et le mélange obtenu est plus homogène, ce qui mène à obtenir des degrés inférieurs de fumée. Les auteurs décrivent les essais effectués, d'où l'on voit que, lorsque 85% de la quantité initiale de combustible a été introduite par la pompe dans les cylindres du moteur et 15% par le carburateur dans la tubulure d'admission, on obtient une augmentation de 4,55% de la puissance, tout en réduisant de 8,63% la consommation spécifique (à la vitesse constante de $n = 1420$ rot/min). Le degré de fumée est moindre et la marche plus douce.

BIBLIOGRAFIE

1. А. С. Орлин, *Двигатель внутреннего сгорания.* Машгиз, 1951.
2. Н. Р. Брилинг, *Быстроходные дизели.* Машгиз, 1951.
3. Н. М. Мордухович, *Топливания аппаратура автомобильных двигателей.* Машгиз, 1960.
4. Академия Наук СССР, *Сгорание и смесеобразование в дизелях.* Москва, 1960.
5. * * * *Автомобильная промышленность. 7*, 11 (1958).
6. M. Untaru, V. Cîmpeanu, *Stabilirea gradului de fum la motoarele Diesel.* (Comunicare la sesiunea ştiinţifică a cadrelor didactice din Institutul politehnic Braşov, noiembrie 1960) (sub tipar).
7. — *Aparat pentru determinarea aparatului de fum la motoarele Diesel.* Revista transporturilor, *6* (1961).

BUCUREȘTI MUZEUL CENTRAL

INSTALAȚIE PENTRU CERCETAREA PULVERIZĂRII COMBUSTIBILILOR LICHIZI LA PRESIUNI ȘI TEMPERATURI VARIABILE

DE

CONSTANTIN I. MANEA, MIHAI STRATULAT și SORIN DAN MUNTEANU

INTRODUCERE

Cu toate progresele importante, realizate în ultimii ani în clarificarea fenomenelor complexe care au loc în procesul de funcționare a motoarelor cu aprindere prin compresiune, mai există încă probleme pentru a căror elucidare se întreprind numeroase studii și cercetări.

Acest lucru este firesc, deoarece procesul de transformare a energiei chimice a combustibilului în căldură (arderea) este guvernat de fenomene de natură diferită, care decurg într-un timp foarte scurt și aproape simultan. La acestea trebuie adăugat faptul că particularitățile constructive ale fiecărui motor joacă de multe ori un rol deosebit de important în desfășurarea acestor procese și în plus, cercetarea nu este posibilă decît cu foarte mari greutăți — și numai pînă la un anumit stadiu — direct pe motor.

De aceea, cea mai mare parte a cercetărilor caută să analizeze cît mai detaliat fenomenele parțiale care au loc în timpul formării amestecului și arderii.

Pentru studiul procesului de formare a amestecului, de o foarte mare importanță este stabilirea legii de injecție și a factorilor care o determină — și cunoașterea în detaliu a parametrilor care condiționează procesul de pulverizare a combustibilului.

În analiza fenomenelor din primul grup de probleme s-au înregistrat numeroase succese, iar metoda de stabilire a legii de injecție elaborată la I.M.P. Berlin (R.D.G.) [1] constituie o contribuție importantă în acest domeniu.

În cercetarea fenomenelor care au loc pe timpul procesului de introducere a combustibilului în motor, cu toate succesele obținute,

nu se cunoaşte încă în detaliu influenţa simultană pe
asupra pulverizării presiunea şi temperatura aerului din cam

În lucrarea de faţă se prezintă încercările autorilor în
lizării unei aparaturi complexe pentru studiul pulverizăr
lului, precum şi primele rezultate obţinute cu această apar

PREZENTAREA APARATURII

Instalaţia realizată se prezintă schematic în figura 1 şi în v
de ansamblu în figura 2. În compunerea ei intră un banc pentru înc
carea pompelor de injecţie *A*, o cameră specială pentru studiul jetulu
în condiţii de presiune şi temperatură *B* şi aparatura de cercetare.

Camera de injecţie *B*, prezentată în vedere în figura 3 şi în secţiune în figura 4, permite crearea diferitelor condiţii de presiune şi temperatură. Ea este formată dintr-un cilindru pe care sînt practicate trei ferestre de vizualizare şi două capace care etanşează camera prin strîngere cu ajutorul a patru tiranţi (*3*).

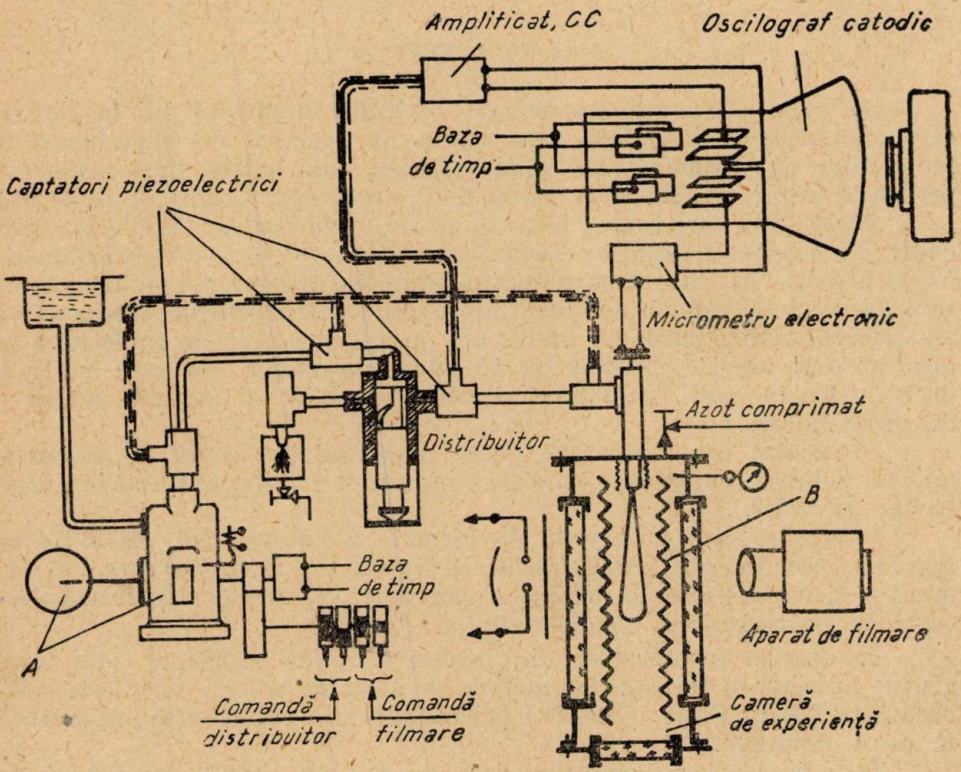


Fig. 1. — Schema generală a instalaţiei.

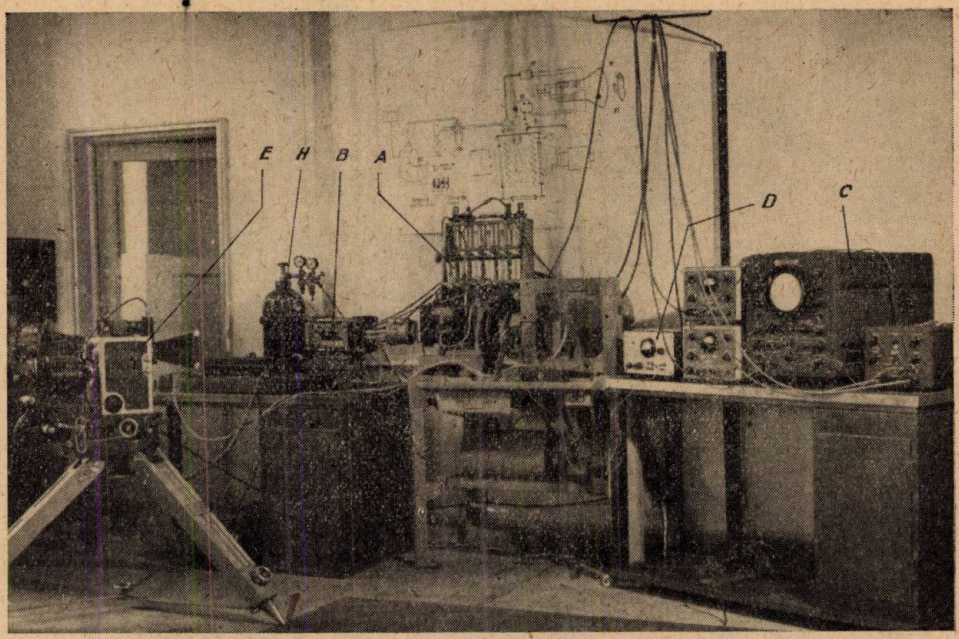


Fig. 2. — Vedere de ansamblu a instalației : *A* — bancul de injecție ; *B* — camera de injecție ; *C* — instalație piezoelectrică ; *D* — micrometru electronic ; *E* — aparat de cinematografiere ; *H* — butelia de azot.

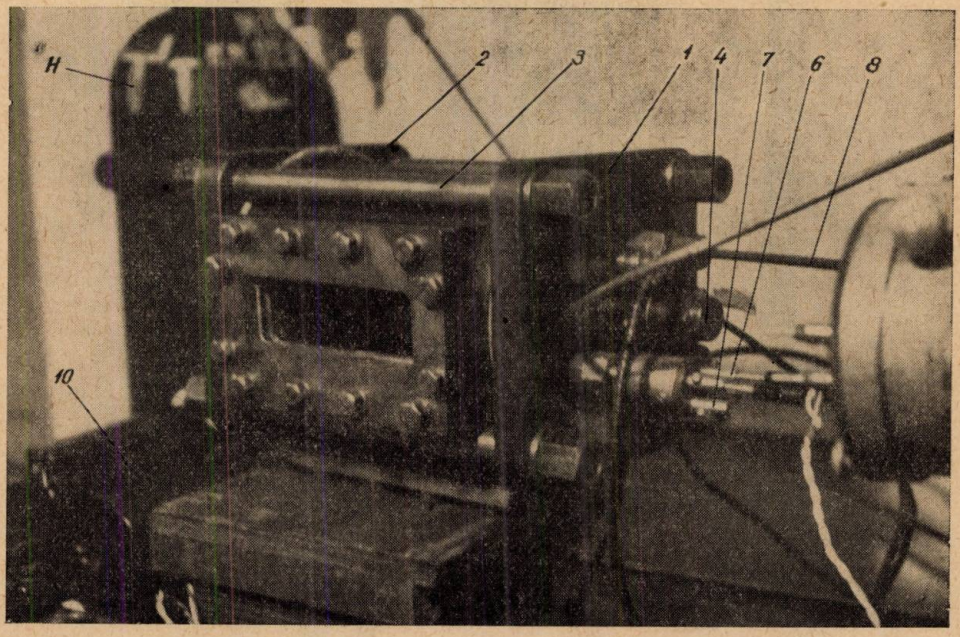


Fig. 3. — Camera de injecție (vedere) : *1*, *2* — capace ; *3* — tirant ; *4* — injector ; *6*—*7* — termocuple ; *8* — conducta de alimentare cu azot ; *10* — reostat ; *H* — butelia de azot.

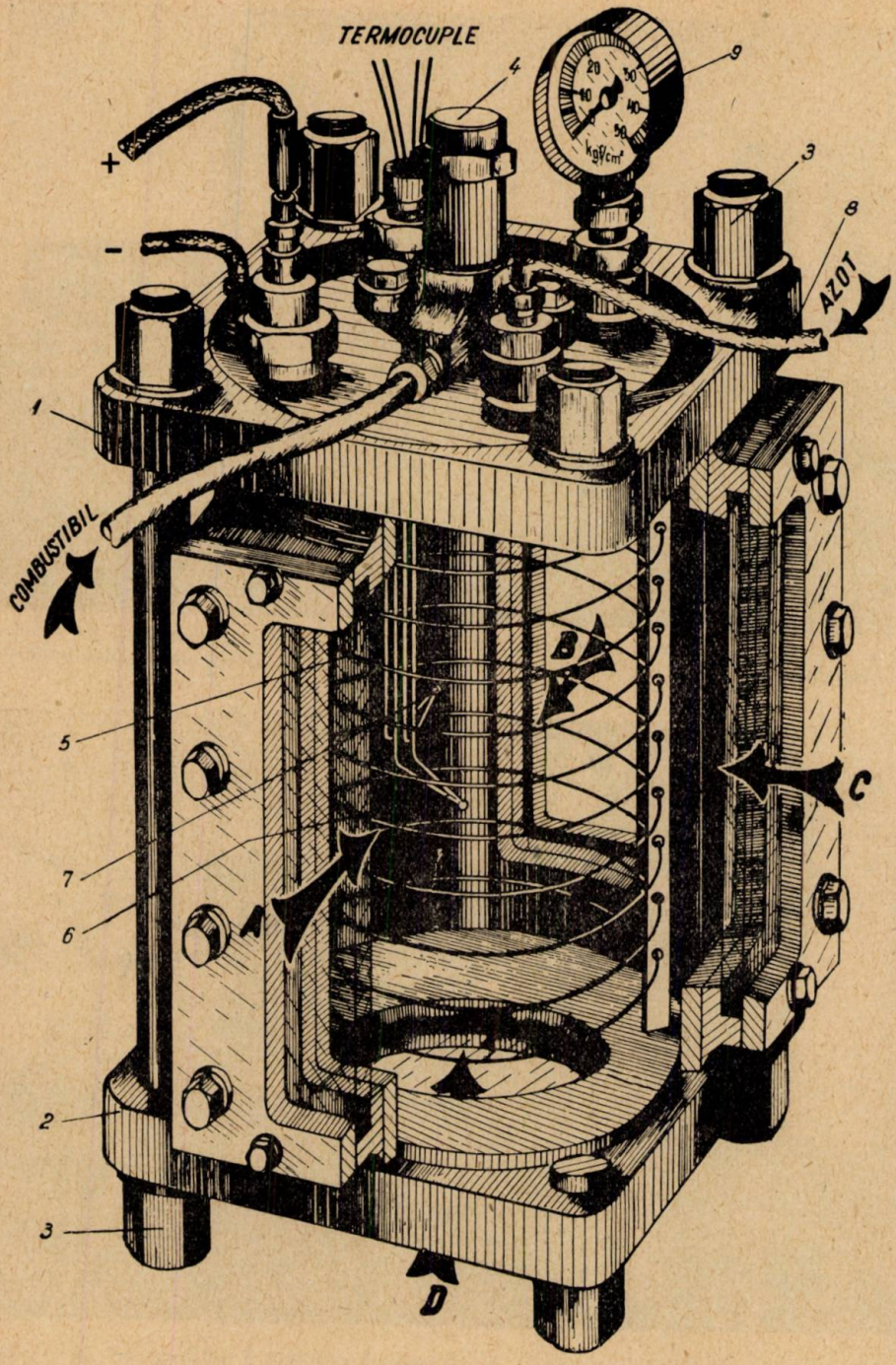


Fig. 4. — Camera de injecție (secțiune) : *1—2* — capace ; *3* — tirant ; *4* — injector ; *5* — rezist. de încălzire ; *6—7* — termocuple ; *8* — conductă ; *9* — manometru.

În capacul (*1*) se montează injectorul (*4*) cu care urmează a se face experiențele și sistemul de alimentare cu energie electrică a rezistențelor de încălzire montate în interiorul camerei de injecție. Tot aici mai sînt montate termocuplele (*6*) și (*7*) plasate în cameră; acestea din urmă oferă posibilitatea măsurării temperaturii atît în zona centrală a camerei, cît și la periferia ei. În sfîrșit, în capacul (*1*) se mai află o conductă (*8*) de alimentare a camerei cu azot (din butelia *H*, fig. 2) și un manometru (*9*) pentru controlul presiunii.

În capacul opus (*2*) este prevăzută o fereastră de vizualizare care permite cercetarea fenomenelor după axa longitudinală a camerei. Construcția este astfel realizată încît în locul acestui geam se poate monta un suport pe care se instalează o plăcuță cu mediul de captare, necesar efectuării studiilor prin captarea jetului.

Realizarea diferitelor regimuri termice se obține variind curentul de alimentare a rezistenței electrice (*5*) cu ajutorul reostatului (*10*).

Aparatura de cercetare cuprinde:

— o instalație electronică pentru studiul fenomenelor dinamice din sistemul de injecție, alcătuită dintr-o instalație piezoelectrică (*C*) și un micrometru electronic (*D*) (fig. 2);

— un aparat de cinematografiere rapidă (*E*) pentru studiul jetului (fig. 2);

— un sistem de comutare a injecției spre camera de experimentare și dispozitivul de comandă a releelor, care asigură automatizarea procesului de comutare a injecției și de filmare (fig. 1).

Sistemul de comutare a injecției spre camera de experiență se compune dintr-un distribuitor (*F*) și un dispozitiv de suspendare a elementului pompei de injecție (*G*) prezentate în figura 5.

Distribuitorul (*F*), prezentat în figura 5, și 6, se montează între camera de injecție și pompă; el permite comutarea injecției de la injectorul bancului la injectorul montat în camera (*B*), cînd s-au realizat toate condițiile pentru efectuarea experiențelor. Dispozitivul, de tip rotativ, se compune dintr-un element de distribuție format din cilindrul (*3*) și pistonul-plonjor (*6*) montate în blocul (*5*); în acesta din urmă sînt montate legăturile cu pompa (*1*), cu injectorul bancului (*4*) și cu camera de experiențe (*13*). În partea inferioară se găsește mecanismul de comandă, care constă dintr-un suport (*7*) în care se montează un clichet (*10*), ce se poate roti în jurul axului (*12*). Clichetul împiedică rotirea piesei (*8*), sub acțiunea arcului puternic (*9*).

Cînd combustibilul este trimis spre injectorul bancului, clichetul menține pistonul-plonjor în poziția din figură. Cînd urmează a se produce injecție în camera de experimentare, electromagnetul (*11*), atrage clichetul, care eliberează piesa (*8*); sub acțiunea arcului, aceasta se rotește, antrenînd totodată și pistonul (*6*). În acest fel, trecerea spre injectorul bancului este obturată, lăsîndu-se liberă comunicarea cu camera de experimentare.

După numărul de injecții dorit, un alt releu comandă dispozitivul de suspendare a elementului de injecție al pompei (*G*) — (fig. 5).

Acest dispozitiv este format dintr-o tijă montată într-o placă solidară cu corpul pompei de injecție. Două resoarte tind să mențină tija

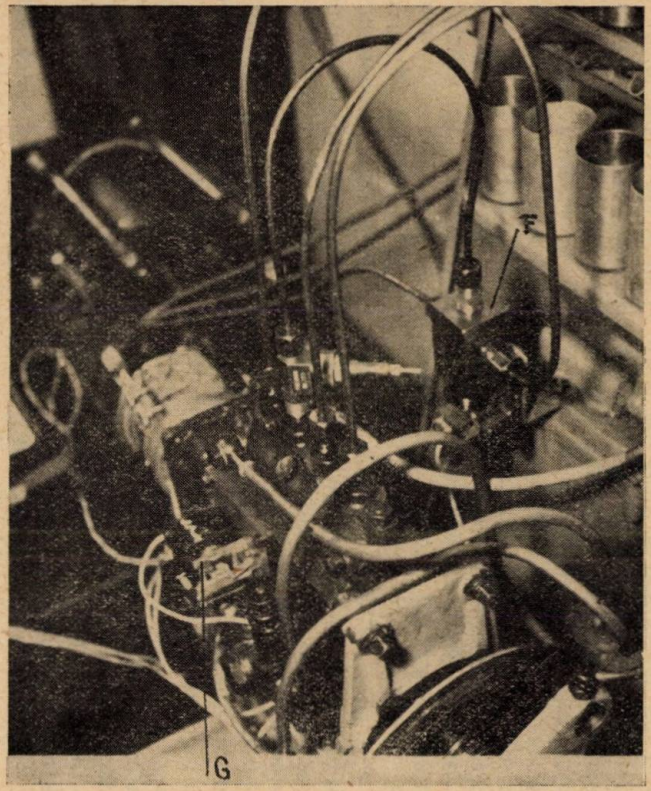


Fig. 5. — Sistemul de comutare a injecției : *F* — distribuitorul ; *G* — dispozitivul de suspendare a elementului de injecție.

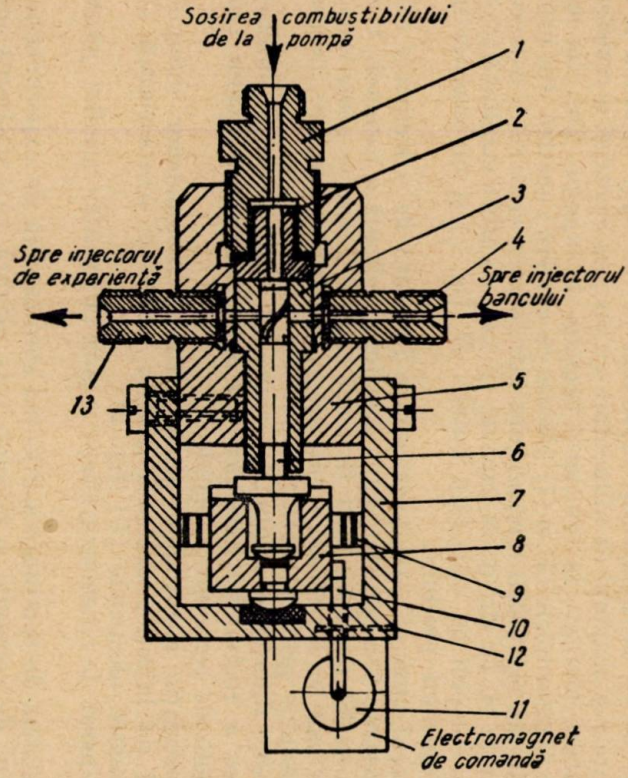


Fig. 6. — Schema distribuitorului : *1*, *4*, *13* — elemente de legătură ; *2* — piesă de etanșare ; *3* — cilindru ; *5* — corpul distribuitorului ; *6* — piston-sertar ; *7* — suport ; *8* — piesă de antrenare a pistonului ; *9* — arc ; *10* — clichet ; *11* — electromagnet ; *12* — axul clichetului.

în poziția în care aceasta blochează elementul de pompă; un clichet se opune însă acestei tendințe reținînd tija. Cînd însă electromagnetul dispozitivului atrage clichetul, acesta eliberează tija, care, sub influența resoartelor, pătrunde sub elementul de pompă, blocîndu-l.

Comanda tuturor releelor arătate și a instalației de cinematografiere se efectuează cu ajutorul reductorului (*D*) (fig. 2) prezentat schematic în figura 7 și în vedere în figura 8. Funcțiunea acestuia este deci de a stabili contactele releelor în anumite momente, după un număr de injecții determinat de raportul de transmisie și de poziția contactelor.

Dispozitivul se compune dintr-un arbore primar și un arbore secundar (*2*) montați în caseta metalică (*3*). Pe arborele primar se află o roată dințată din textolit (*4*), care angrenează cu roata dințată metalică (*5*), plasată coaxial cu pompa (arborele *1*); între pinioanele (*4*) și (*5*) s-a realizat un raport de transmisie $n = 4$. În interiorul casetei cei doi arbori pot primi pinioane care realizează diferite rapoarte de transmisie ($n = 1$, 2 sau 3), astfel încît se pot obține în definitiv rapoartele totale de transmisie 4, 8 și 12. Pentru a face posibilă operația schimbării pinioanelor, peretele frontal (*6*) al casetei este demontabil.

Pe arborele secundar s-a plasat comutatorul electric al dispozitivului. Peretele demontabil (*6*) poartă un inel de textolit pe care sînt montate patru contacte mobile; contactul C_1, comandă releul distribuitorului, contactul C_2 comandă dispozitivul de blocare a pompei, contactul C_3 declanșează aparatul de filmat iar contactul C_4 comandă oprirea acestuia.

STABILIREA POSIBILITĂȚILOR INSTALAȚIEI

Pe baza experiențelor s-a constatat că se pot efectua studii în domeniul de turații 350—1 500 rot/min. În tot acest interval, releele de comandă, dispozitivul de transfer al injecției și de blocare a elementului pompei funcționează ireproșabil.

Camera de experiență poate asigura obținerea unor contrapresiuni de pînă la 20 kgf/cm^2, iar temperatura maximă care s-a obținut cu ajutorul rezistențelor actuale montate în cameră a fost de 300°C. Se menționează că s-au întîmpinat greutăți în obținerea acestei temperaturi la contrapresiuni mai mari de 10 kgf/cm^2 din cauza etanșării.

În figurile 9, 10 și 11, se prezintă pentru exemplificare unele din rezultatele obținute cu această instalație.

Experiențele au fost efectuate cu aparatura de injecție fabricată la uzinele „I. C. Frimu"-Sinaia pentru tractoarele U.T.O.S.

În figura 9 se prezintă rezultatele obținute prin injectarea în cameră, unde s-au păstrat presiunea și temperatura mediului ambiant.

În figura 10, se prezintă rezultatele obținute la injecția în cameră, unde s-a păstrat presiunea atmosferică, dar s-a ridicat temperatura pînă la 240°C.

Din analiza acestor rezultate se constată că o dată cu creșterea temperaturii se pune în evidență efectul de vaporizare a combustibilului. Acesta se remarcă prin luminozitatea mărită din cazul experiențelor efec-

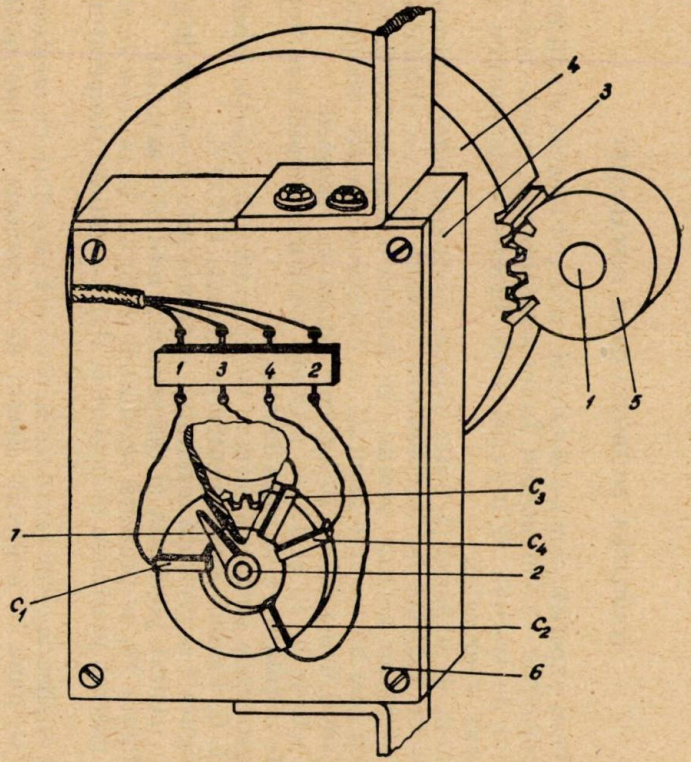


Fig. 7. — Schema reductorului şi a sistemului de comandă a releelor ; *1*, *2* — arbori ; *3* — casetă ; *4*, *5* — roţi dinţate ; *6* — perete frontal ; *7* — contact mobil ; C_1, C_2, C_3, C_4 — contacte fixe.

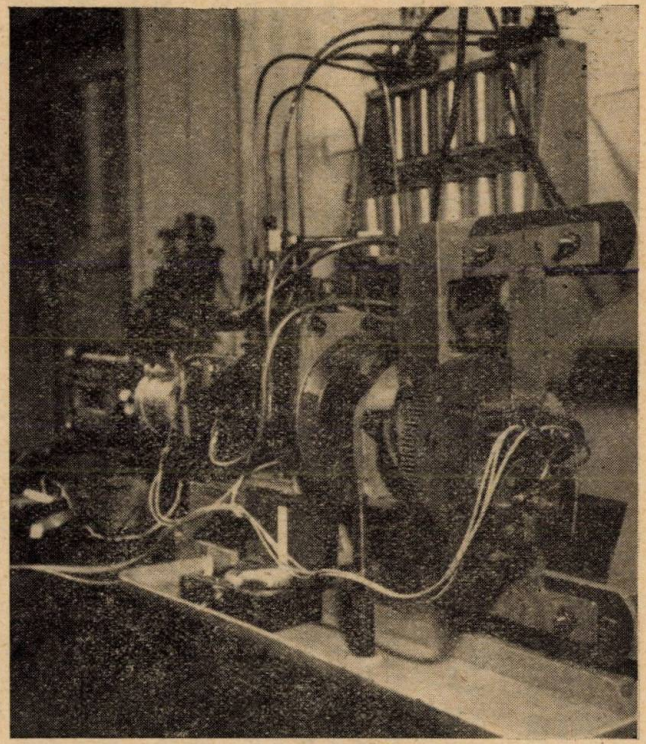
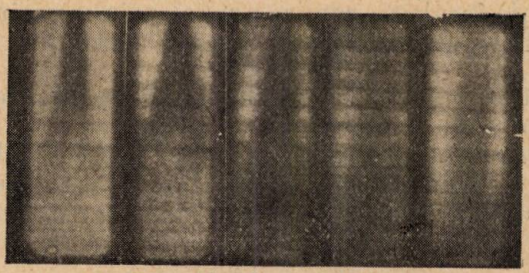
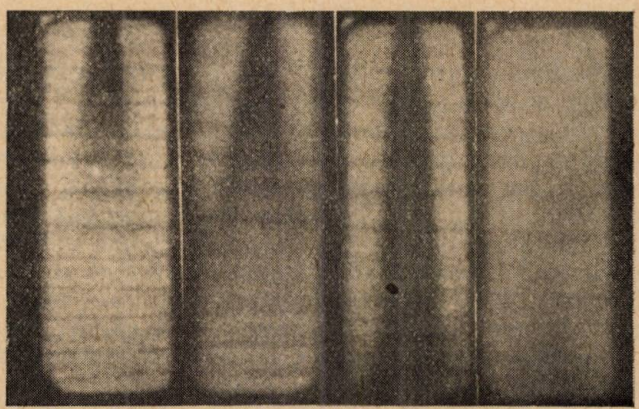


Fig. 8. — Reductorul cu sistemul de comandă a releelor (vedere).



$p_i = 125\ kgf/cm^2$ $n = 500\ rot/min$
$p_c = 1\ kgf/cm^2$ $T_c = 25\ °C$

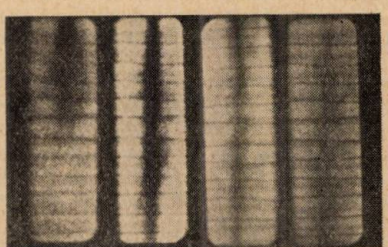
Fig. 9. — Injecție în condițiile mediului ambiant.



$p_i = 125\ kgf/cm^2$ $n = 500\ rot/min$
$p_c = 1\ kgf/cm^2$ $T_c = 240\ °C$

Fig. 10. — Injecție la presiunea atmosferică și temperatură ridicată.

Presiunea de injecție $p_i = 125\ kgf/cm^2$
Turația pompei $n = 500\ rot/min$



Contrapresiunea de cameră $p_c = 20\ kgf/cm^2$
Temperatura din cameră $T_c = 125\ °C$

Fig. 11. — Injecție la presiune și temperatură ridicată.

tuate în condiţii de încălzire, care se explică prin vaporizarea particulelor fine de combustibil pulverizat de la periferia jetului şi după terminarea injecţiei.

În figura 11, se prezintă rezultatul experienţelor efectuate în condiţii de contrapresiune şi de temperatură.

Analiza posibilităţilor instalaţiei şi a înregistrărilor efectuate cu ajutorul acesteia confirmă că ea poate fi utilizată pentru cercetarea pulverizării combustibililor lichizi la presiuni şi temperaturi variabile.

УСТАНОВКА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ РАСПЫЛИВАНИЯ ЖИДКОГО ТОПЛИВА ПРИ ПЕРЕМЕННЫХ ДАВЛЕНИЯХ И ТЕМПЕРАТУРАХ

РЕЗЮМЕ

Исходя из наблюдения о том, что для выяснения крайне сложных явлений, имеющих место в двигателях с зажиганием от сжатия, необходимо боле еполное представление о процессе распыливания топлива, в настоящей работе описывается установка, допускающая изучение распыления при переменных давлениях и температурах, следовательно, в условиях наиболее близких к реальным условиям работы двигателя.

Осуществленная установка допускает изучение явлений с применением скоростного кинематографирования, а также путем улавливания струи горючего. Для облегчения истолкования результатов установка оборудована дополнительно электронной аппаратурой, дающей возможность записи закона изменения давления в высоконапорном трубопроводе, а также закона подъема иглы форсунки.

В заключительной части работы приводятся в качестве примеров некоторые результаты кинематографирования.

BIBLIOGRAFIE

1. H. Adolph, *Das Einspritzgesetz-Messmethoden für Ermittlung von Einspritzgesetzen Dieselmotor Einspritz-Systemen.* Kraftfahrzeugtechnik, *7*, *8*, *9* (1961).
2. Н. Р. Брилинг, М. М. Вихерт, И. И. Гутерман, *Быстроходные дизели.* Машгиз, 1951.
3. Де Корсо, *Влияние давлений топлива и противодавлений на распыливание.* Экс. Инф., *27*, 1959, серия автомобильный транспорт.
4. E. Giffen, A. Murasew, *The Atomization of Liquid Fuels.* Londra, 1953.
5. И. И. Гершман, *Влияние распыливания на воспламенение и сгорание дизельного топлива.* НАМИ, выпуск *87*, Москва, 1959.
6. Л. В. Корначев, *Исследование микроструктуры факела топлива.* Автомобильная промышленность, *4* (1959).
7. М. Н. Кухарев, *Исследование распыливания топлива применительно к быстроходным дизелям.* НАМИ, выпуск *87*, Москва, 1959.
8. C. Manea, *Contribuţii la studiul procesului de injecţie*, Bucureşti, 1957.
9. Т. М. Мелкумов, *Теория быстроходного двигателя с самовоспламенением.* Москва, 1959.

10. А. П. МИРОНОВ, *Исследование процесса смесеобразования на динамической модели вихрекамерного дизеля.* Труды НАТИ, *19*, Машгиз, Москва, 1959.
11. A. PISCHINGER, F. PISCHINGER, *Bombenversuch über der Diesel-Verbrennung unter motorischen Bedingungen.* MTZ, *1* (1949).
12. — *Der Einfluss der Wand bei der Verbrennung eines Brennstoffstrahles in einem Luftwirbel.* MTZ, *1* (1949).
13. — *Gemischbildung und Verbrennung im Dieselmotor.* Viena, 1957.
14. A. PISCHINGER, *Gemischbildungsfragen an Dieselmotoren.* Kraftfahrzeugtechnik, *2* (1961).
15. H. S. SCHEYING, V. ANDRES, *Betrachtungen über die Kraftstoff-Einspritzung schnellaufender Vorkammer-Dieselmotoren.* MTZ, *7* (1961).
16. В. А. ВАУСАЙДТ, *Теория судовых двигателей внутреннего сгорания.* Судпромгиз, Ленинград, 1950.

ASUPRA FUNCȚIONĂRII ANSAMBLULUI CONDUCTĂ DE TRANSPORT-TURBINĂ ÎN REGIMURI STAȚIONARE DIFERITE DE CEL NOMINAL

DE

I. CSERVENY

NOTAȚII

c — viteză absolută, m/s,
g — accelerația gravității, m/s^2,
l — lungimea conductei, m
p — presiune, kg/m^2,
$q^{(\lambda)}$ — funcție de debit,
s — entropia, kcal/kg °K,
u — viteză periferică, m/s,
v — volum specific, m^3/kg,
w — viteză relativă, m/s,
x — lungime variabilă, m,
D — diametrul conductei, m,
G — debit, kg/s,
K — constantă de proporționalitate
N — puterea, kgm/s,
Q — debit de frig, kg m/s,
R — constanta gazului, kg m/kg °K,
S — secțiune, m^2,
T — temperatură absolută, °K,
Z — corecția de compresibilitate a gazului,
α — unghiul vitezei absolute cu planul paletajului,
β — unghiul vitezei relative cu planul paletajului,
γ — greutatea specifică, kg/m^3,
η — randament,
$\varkappa$ — exponent adiabatic,
λ — viteza gazului raportată la cea critică (19)—(28),
λ — coeficient de frecare (4)—(8),
ρ — grad de reacțiune,
ξ — lungimea relativă,
φ — coeficient de viteză al ajutajului,
ψ — coeficient de viteză a paletajului.

INDICI

0 — stare la începutul conductei,
c — compresor,
cr — stare critică,
i — starea nominală în rețeaua de distribuție,
r — gazul rece la ieșirea din turbină,
s — starea la sfîrșitul conductei,
t — turbină,
u — randament periferic al turbinei,
μ — indice de insumare,
ν — indice de insumare.

Energia potențială înmagazinată în gazele naturale depășește în numeroase situații cea necesară transportului. Excedente de energie a căror valorificare poate deveni economic interesantă se concentrează în punctele parcurse de cantități importante de gaz cum sînt conductele de transport, în special la sfîrșitul lor sau al ramificațiilor importante unde apare necesitatea reglării, deci implicit a reducerii presiunii. Pentru aceste situații, prezintă interes modul în care se influențează reciproc conducta de transport și o turbină de destindere, respectiv funcționarea lor în regimul variabil dictat de cerințele consumatorilor de gaze. În cele ce urmează, regimul variabil va fi considerat ca o succesiune de regimuri staționare (datorită variațiilor relativ lente care au loc în funcționarea normală); studierea fenomenelor tranzitorii este necesară numai pentru regimurile de avarii.

1. REGIMURILE STAȚIONARE ALE UNEI CONDUCTE LUNGI

Conducta de diametru constant, fără ramificații, constituie cazul cel mai simplu al conductelor de transport; ea permite abordarea chestiunilor studiate cu aparatajul matematic cel mai puțin voluminos și va fi folosită în cele ce urmează ca tip reprezentativ de conductă în toate cazurile cînd nu se fac explicit alte precizări.

1.1. Localizarea excedentului de energie maxim al unei conducte

Se pune problema localizării precise a punctului din lungul unei conducte unde este indicat să se extragă surplusul de energie de care dispune gazul.

Prin destindere într-un punct x al conductei de la p_1 la p_2 se poate obține ca presiunea la sfîrșitul conductei să fie egală cu cea a rețelei de distribuție. În acest fel se poate obține puterea

$$N = G \frac{k}{k-1} RT_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right] \cdot \eta_t, \qquad (1)$$

unde debitul gravimetric rezultă din relația

$$G = \frac{\pi}{4}\sqrt{\frac{D^5}{\lambda l}\cdot\frac{g}{ZRT}(p_0^2 - p_s^2)}. \tag{2}$$

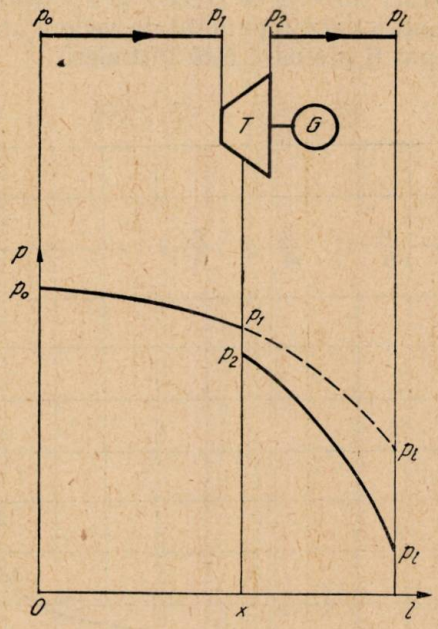


Fig. 1. — Instalarea unei turbine de trecere într-un punct intermediar al conductei.

Debitul fiind constant în lungul conductei, ecuațiile

$$\begin{cases} p_0^2 - p_s^2 = K\,l\,G^2 \\ p_0^2 - p_1^2 = K\,x\,G^2 \\ p_2^2 - p_i^2 = K\,(l - x)\,G^2 \end{cases} \tag{2'}$$

permit calculul raportului de destindere

$$\frac{p_2}{p_1} = \sqrt{1 - \frac{p_s^2 - p_i^2}{p_0^2 - \frac{x}{l}(p_0^2 - p_s^2)}}, \tag{3}$$

deci și a puterii.

Funcția $N\left(\frac{x}{l}\right)$ este monoton crescătoare în intervalul $x\,(O, l)$ atinge deci valoarea cea mai mare pentru $x = l$.

Figura 2 arată pentru un exemplu numeric $\left(\frac{p_0}{p_i} = 15\,;\ \frac{p_s}{p_i} = 3\right)$ cît de ascuțit este acest maxim — o deplasare spre amonte de numai 1% poate să reducă în acest caz energia ce poate fi extrasă la 60,5%. Este deci rațional de a instala turbina de trecere la sfîrșitul conductei de transport ; ceea ce este avantajos și din punctul de vedere al reglajului, deoarece variațiile de sarcină pot fi preluate fără întîrzieri.

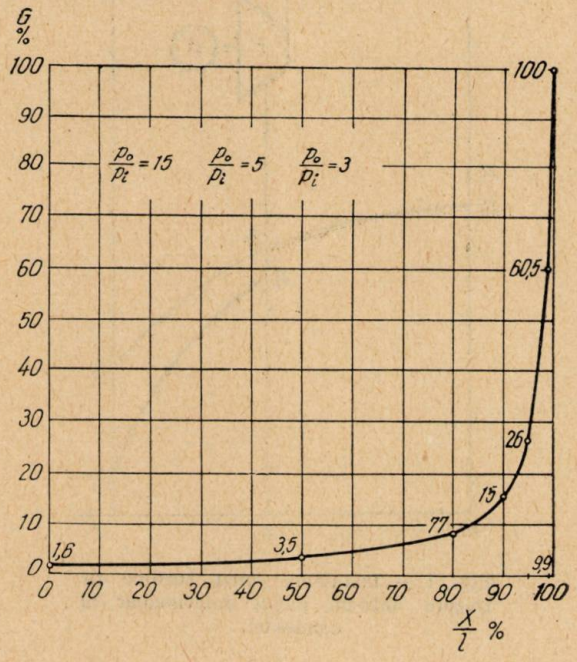


Fig. 2. — Dependența puterii turbinei de trecere de locul ei de amplasare.

1.2. Dependența debitelor conductei de regimul de presiuni

Ecuația diferențială a curgerii într-o conductă

$$\frac{\lambda\, dl}{D} = -\frac{\pi^2 D^4}{16\, G^2} \cdot \frac{2g}{ZRT}\, pdp - 2\left[\frac{dT}{T} - \frac{dp}{p}\right], \tag{4}$$

exprimă legătura între debit, geometria conductei și starea gazului. Dacă nu se neglijează variația energiei cinetice a gazului (proporțională cu termenul din paranteză) este necesar să se precizeze modul de variație al temperaturii în lungul conductei. Datorită schimbului de căldură cu solul prin peretele conductei, temperatura gazului se apropie asimptotic de cea a solului și se poate admite cu o aproximație suficient de bună ipoteza curgerii izoterme în conductă.

Ecuația curgerii izoterme într-o conductă de diametru constant

$$G = \frac{\pi D^2}{4} \sqrt{\frac{\frac{g}{ZRT}(p_0^2 - p_s^2)}{\frac{\lambda}{D} l + 2 \ln \frac{p_0}{p_s}}}, \tag{5}$$

este comparată într-o diagramă $G - p_s$ (fig. 3) cu relația simplificată (2).

Se observă că ecuația exactă (5) dă valori ceva mai mici pentru debit, dar diferă sensibil de (2), reprezentată printr-un arc de cerc, numai în zona valorilor mici ale presiunii de la sfîrșitul conductei.

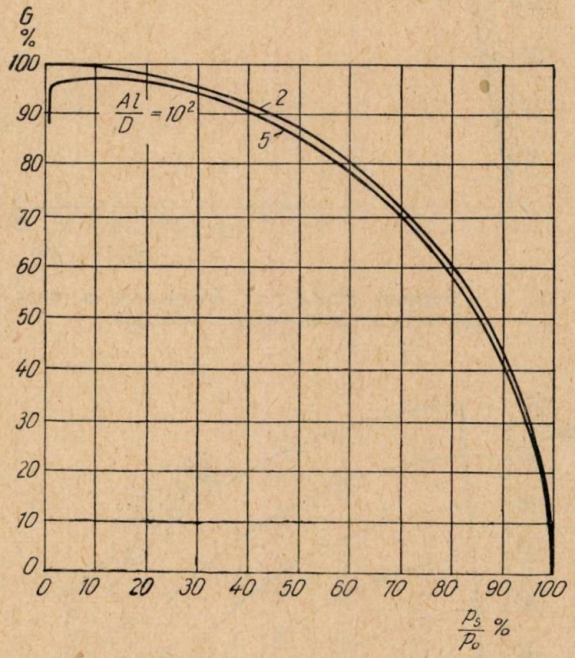


Fig. 3. — Comparația între valorile debitului calculate cu relațiile (2) și (5).

Ecuația curgerii izoterme într-o conductă [(4) $dT = 0$] permite punerea în evidență a unui fenomen interesant. Scăderea presiunii pe unitatea de lungime crește în lungul conductei pînă cînd atinge valoarea limită

$$\left(\frac{\partial p}{\partial l}\right)_{T = \text{const}} \to \infty.$$

În această situație, presiunea de la sfîrșitul conductei atinge o valoare minimă

$$p_{s\min} = \frac{4G}{\pi D^2} \cdot \sqrt{\frac{ZRT}{g}}, \tag{6}$$

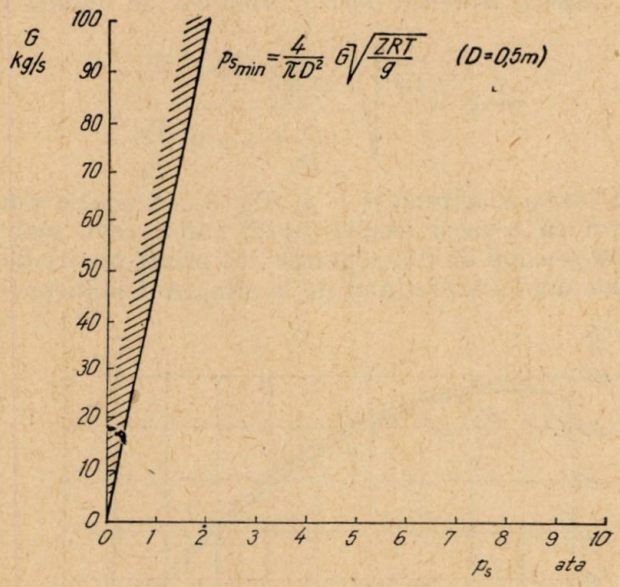


Fig. 4. — Regimul limită de funcţionare a unei conducte lungi la curgere izotermă.

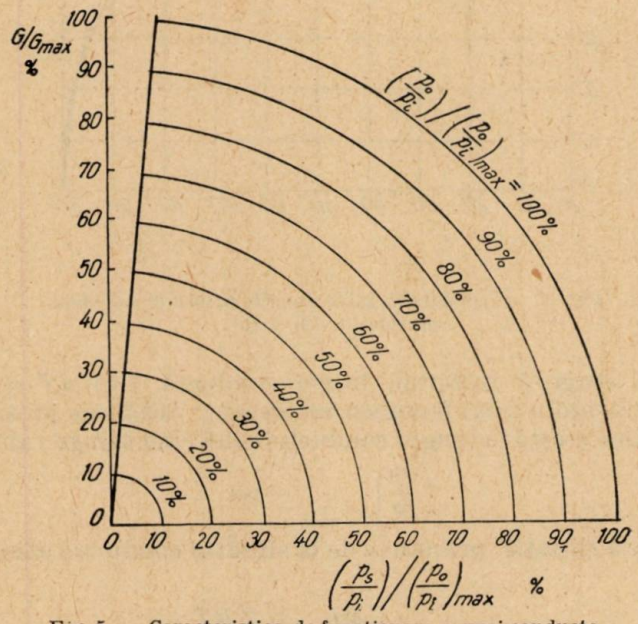


Fig. 5. — Caracteristica de funcţionare a unei conducte lungi neramificate, de diametru constant.

sub care nu poate să scadă chiar dacă debitează într-o incintă în care domneşte o presiune mai mică. Acest fenomen de *sufocare* (chocking) a conductei se reflectă în diagrama $G - p_s$ prin limitarea familiei de curbe $p_0 = \text{const}$, de către dreapta care reprezintă ecuaţia (6) (fig. 4).

În regiunea haşurată funcţionarea conductei nu este posibilă întrucît presiunea la sfîrşitul conductei nu poate să scadă sub valoarea dată de ecuaţia (6). Acest fenomen se face simţit prin imposibilitatea de a mări debitul conductei peste o valoare limită proporţională cu presiunea de pornire p_0.

Elementele de mai sus, sînt suficiente pentru a trasa caracteristica de funcţionare a conductei într-o diagramă debit relativ funcţie de raportul $\frac{p_s}{p_i}$ utilizînd $\frac{p_0}{p_i}$ drept parametru (fig. 5).

1.3. Conducte cu mai multe puncte de alimentare, ramificaţii şi schimbări ale numărului şi diametrului tuburilor în paralel

Construirea caracteristicii de funcţionare a unei conducte reale în coordonatele debit relativ funcţie de raportul de presiuni $\frac{p_s}{p_i}$ se deosebeşte de cazul simplu discutat în paragraful precedent prin complicaţiile introduse de schimbările de diametru ale conductei (sau chiar al numărului de conducte în paralel) şi de variaţiile de debit datorite aportului de gaz în puncte de alimentare, respectiv scăderile după punctele de plecare ale ramificaţiilor importante.

Considerăm (fig. 6) o conductă formată din s tronsoane (în general formate dintr-un număr de conducte de diferite diametre legate în paralel); în cele $s - 1$ noduri respectîndu-se ecuaţiile de continuitate

$$G_\mu = G_{\mu-1} + \Delta G_{\mu-1}, \tag{7}$$

unde ΔG este pozitiv în cazul cînd conducta primeşte gaz, negativ în cazul contrar şi nul în punctele unde se schimbă numai caracteristicile geometrice ale conductei.

Pentru a obţine expresii care se pretează la nomografiere, dependenţa dintre debit şi presiuni pentru porţiunile de diametru constant se va exprima prin relaţii aproximative (2) în care se admite pentru coeficientul de frecare λ valoarea [1]

$$\lambda = \frac{0{,}009407}{\sqrt[3]{D}}, \tag{8}$$

unde diametrul D este exprimat în metri. Deşi nu se utilizează ecuaţia (5) a curgerii izoterme, totuşi se va ţine cont de fenomenul de *sufocare* a conductei care impune presiunii de la sfîrşitul ei, condiţia exprimată prin relaţia (6).

Considerăm tronsonul al μ-lea al conductei format din n tuburi de diametre $D_{\mu\nu}$ și lungimi $l_{\mu\nu}$ (în general diferite) legate în paralel. Pentru tubul al ν-lea ecuația debitului ia forma

$$G_{\mu\nu} = \frac{\pi}{4}\sqrt{\frac{g}{0{,}009407\ ZRT}}\,\frac{D_{\mu\nu}^{8/3}}{\sqrt{l_{\mu\nu}}}\cdot\sqrt{p_{\mu-1}^2 - p_\mu^2}, \qquad (2'')$$

Însumînd după indicele ν de la 1 la n obținem debitul total al tronsonului

$$G_\mu = \frac{\pi}{4}\sqrt{\frac{g}{0{,}009407\ ZRT}}\sum_{\nu=1}^{n} D_{\mu\nu}^{8/3}\,\frac{1}{\sqrt{l_{\mu\nu}}}\cdot\sqrt{p_{\mu-1}^2 - p_\mu^2}, \qquad (2''')$$

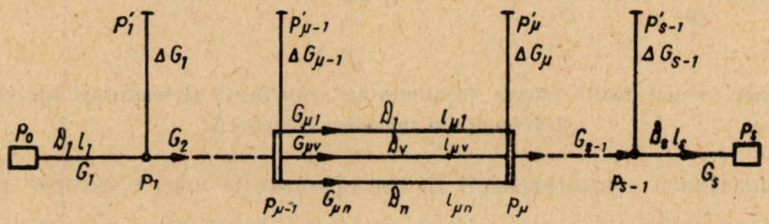


Fig. 6. — Schema unei conducte cu ramificații.

Prin introducerea notației

$$\xi_\mu = K\,\frac{1}{\left(\sum_{\nu=1}^{n}\frac{D_{\mu\nu}^{8/3}}{\sqrt{l_{\mu\nu}}}\right)^2}, \qquad (9)$$

unde constanta K rezultă din condiția

$$\sum_{\mu=1}^{s}\xi_\mu = 1 \qquad (10)$$

se simplifică forma ecuațiilor care leagă presiunile din *noduri* de debitele tronsoanelor conductei

$$\begin{cases} p_0^2 - p_1^2 = k\,\xi_1 G_1^2, \\ \cdots\cdots\cdots\cdots \\ p_{\mu-1}^2 - p_\mu^2 = k\,\xi_\mu G_\mu^2, \\ \cdots\cdots\cdots\cdots \\ p_{s-1}^2 - p_s^2 = k\,\xi_s G_s^2. \end{cases} \qquad (2^{IV})$$

Prin însumare, obținem

$$p_0^2 - p_s^2 = k\sum_{\mu=1}^{s}\xi_\mu G_\mu^2, \qquad (2^V)$$

unde, între suma din membrul drept și debitul G al unei conducte echivalente (neramificate) și de diametru constant există relația :

$$G^2 = \sum_{\mu=1}^{s} \xi_\mu G_\mu^2 . \tag{11}$$

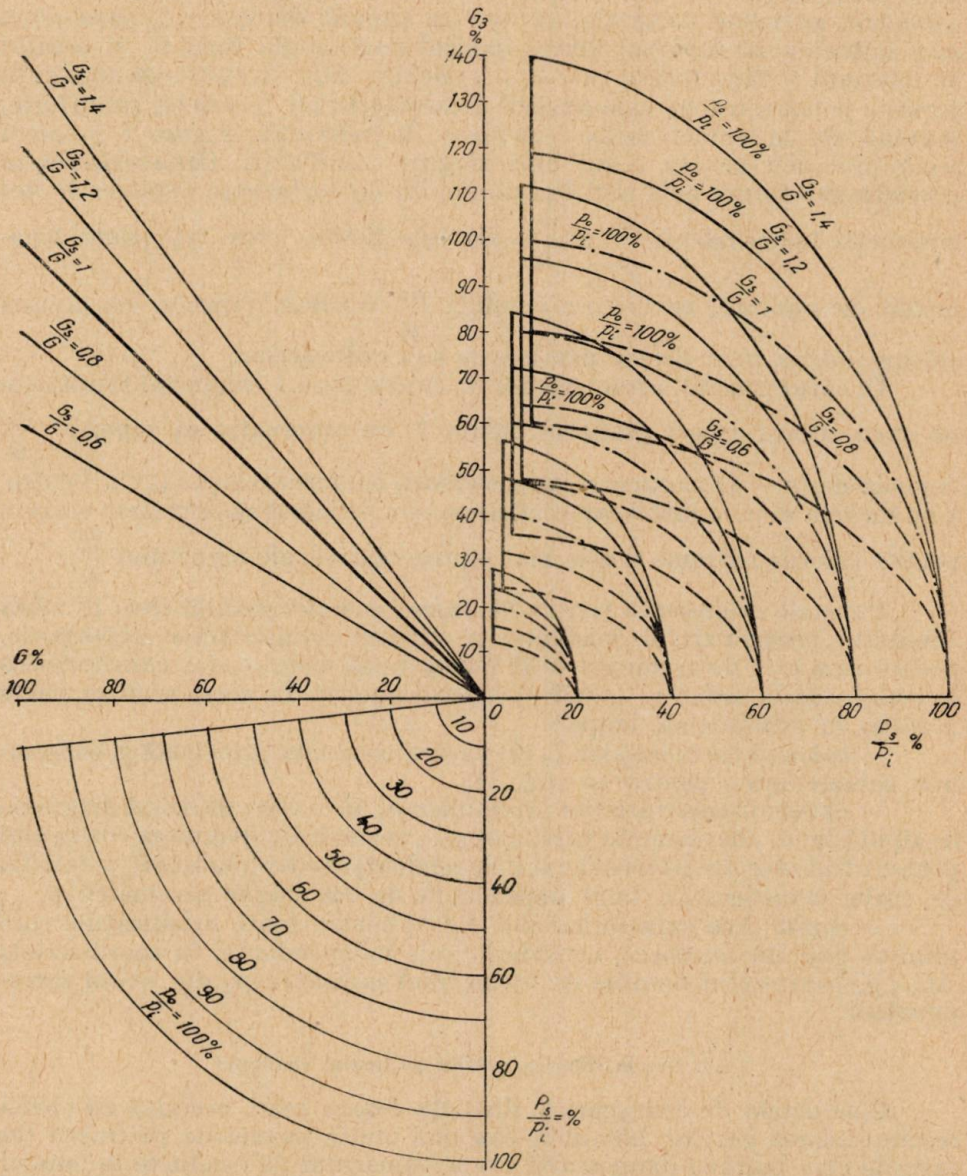


Fig. 7. — Caracteristica de funcționare a unei conducte cu o singură ramificație.

Folosind și ecuația (7) putem explicita debitul G_s al ultimului tronson (interesant din punctul de vedere al utilizării energiei gazului)

$$\xi_s G_s^2 = G^2 - \sum_{\mu=1}^{s-1} \xi_\mu \left(G_1 + \sum_{\nu=1}^{\mu-1} \Delta G_\nu \right)^2 , \qquad (11')$$

unde coeficienții ξ_μ, depinzînd numai de caracteristicile geometrice ale conductei au valori constante pentru un anumit caz concret, parametrii care influențează raportul dintre debitul tronsonului final G_s și debitul de referință G fiind numai cele $(s-1)$ debite ΔG_ν. Această circumstanță permite construirea pe cale grafică a caracteristicii conductei ramificate, pornind de la caracteristica conductei de referință. Figura 7 prezintă acest procedeu pentru cazul unei singure ramificații. Caracteristica se prezintă sub forma unei mulțimi de familii de curbe care depinde de doi parametri independenți $\frac{p_0}{p_i}$ și $\frac{G_s}{G}$. Curbele limită (care reprezintă fenomenul de *sufocare*) au pentru familiile $\frac{p_0}{p_i} = \text{const.}$ (trasate cu aceeași culoare) forma unor drepte paralele cu axa ordonatelor.

În cazul general, caracteristica de funcționare a conductei ramificate va avea același aspect grafic ca figura 7, cu observația că raportul $\frac{G_s}{G}$ depinde de $(s-1)$ parametri independenți, conform relației (11'). Pentru a nu încărca în mod inutil caracteristica, este suficient să se traseze curbele pentru valorile extreme și cele mai reprezentative, ale raportului $\frac{G_s}{G}$.

Punctele interesante pentru utilizarea energiei gazului sînt, în afara sfîrșitului propriu-zis al conductei și sfîrșitul ramificațiilor importante, pentru care este de asemenea utilă cunoașterea diagramelor caracteristice în coordonatele ΔG_μ; p'_μ avînd p_μ ca parametru. În acest scop se poate proceda în următoarele etape :

— calculul coeficienților ξ_μ (9) pentru conducta principală și construirea caracteristicii pentru ea (fig. 7);

— determinarea variației presiunilor p_μ în *noduri* utilizînd diagrame de tipul (fig. 5); de exemplu presiunea p_{s-1} rezultă din diagrama construită pentru ultimul tronson (considerat independent) în coordonatele $G_s p_s$ familia de curbe caracteristice fiind dependentă de un singur parametru p_{s-1};

— construirea caracteristicilor (fig. 5) pentru toate ramificațiile care primesc gaz din conductă, considerîndu-le independente, în coordonatele ΔG_μ; p'_μ parametrul familiei de curbe fiind presiunea p_μ din nodul corespunzător.

1.4. Recomprimarea gazelor pe traseul conductei

Conductele de transport la distanțe foarte mari necesită de obicei recomprimarea gazelor într-unul sau mai multe puncte de pe traseu (în cazurile cînd mărirea diametrului sau a numărului de conducte în paralel este dezavantajoasă din punct de vedere economic).

Existența stațiilor de comprimare mărește posibilitatea de a obține energie la sfîrșitul conductei prin turbine de destindere; construirea caracteristicelor de funcționare a conductei prezintă deci interes și în acest caz.

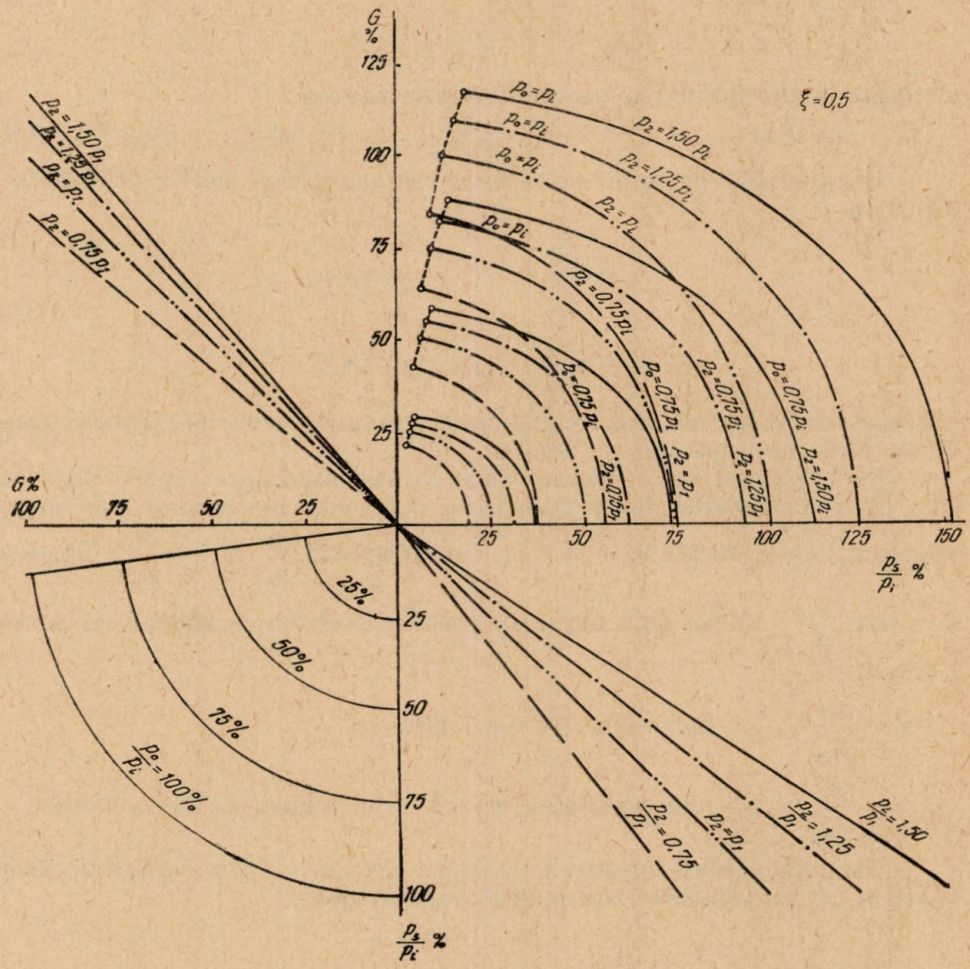


Fig. 8. — Caracteristica de funcționare a unei conducte cu o singură recomprimare pe traseu.

Pentru cazul unei conducte cu $(S-1)$ stații de recomprimare, unde inversele rapoartelor de compresie sînt

$$\pi_1 = \frac{p_1}{p_{01}}\ ;\ \pi_2 = \frac{p_2}{p_{02}}\ \ldots\ \pi_{s-1} = \frac{p_{s-1}}{p_{0\,(s-1)}}, \tag{12}$$

pornind de la relațiile care leagă presiunile de debitul conductei (echivalente).

$$\begin{cases} p_0^2 - p_1^2 = k\,\xi_1 G^2, \\ p_{01}^2 - p_2^2 = k\,\xi_2 G^2, \\ \cdots\cdots\cdots\cdots \\ p_{0\,(s-1)}^2 - p_s^2 = k\,\xi_s G^2, \end{cases} \tag{13}$$

se obține prin eliminarea presiunilor intermediare

$$p_0^2 - p_s^2\,(\pi_1^2\,\pi_2^2 \ldots \pi_{s-1}^2) = k\,(\xi_1 + \xi_2\,\pi_1^2 + \ldots + \xi_s\,\pi_1^2\,\pi_2^2 \ldots \pi_{s-1}^2)\,G^2. \tag{14}$$

Relația (14) permite construirea caracteristicii dorite prin transformarea

$$\begin{cases} p_s \prod_{\mu=1}^{s-1} \pi_\mu^2 \longrightarrow p_s, \\ G \sqrt{\sum_{\nu=1}^{s} \xi_\nu \prod_{\mu=1}^{\nu-1} \pi_\mu^2} \longrightarrow G, \end{cases} \tag{15}$$

utilizînd ca punct de plecare diagrama analoagă construită pentru conducta fără recomprimare pe traseu.

Pentru cazul unei singure stații de recomprimare reprezentată în (fig. 8), caracteristica de funcționare a conductei se prezintă sub forma unei mulțimi de familii de curbe cu doi parametri $\frac{p_0}{p_i}$ și $\pi = \frac{p_1}{p_{01}}$. Familia de curbe $\frac{p_0}{p_i} = \text{const.}$ sînt elipse cu axele în axele de coordonate și reprezintă :

$\pi = \frac{p_1}{p_{01}} < 1$ recomprimare pe traseu

$\pi = \frac{p_1}{p_{01}} > 1$ laminări datorită unor vane amplasate pe conductă.

Utilizînd aceeași constantă k în toate ecuațiile (13) s-a neglijat implicit variația de temperatură la începutul tronsoanelor.

2. FUNCȚIONAREA TURBINEI LA REGIMURI DIFERITE DE CEL NOMINAL

Condițiile de funcționare ale turbinei de trecere sînt dictate de — presiunea și debitul conductei, parametri ce variază practic independent (datorită consumatorilor și punctelor de alimentare de pe traseul conductelor ramificate și al acumulărilor de gaz în conductă) în ritmul cererii consumatorilor ; — și de agregatul antrenat : compresor sau generator electric. Compresorul destinat recomprimării gazelor transportate pe conducta principală poate fi acționat de o turbină amplasată pe o derivație importantă

care alimentează un consumator local; în acest caz turația turbinei este variabilă, dictată de funcționarea în comun a celor două mașini rotative. În această lucrare, se va lua în considerație numai cazul cînd turbina, amplasată la sfîrșitul unei conducte, antrenează un generator electric direct sau prin intermediul unui reductor și funcționează deci la turație constantă.

Întrucît turbina va trebui să funcționeze un număr mare de ore pe an la regimuri diferite de cel nominal, este interesantă cunoașterea variației randamentului funcție de raportul de destindere și de debitul prin turbină. Debitul influențează în special pierderile prin frecări și ventilație și coeficienții de pierdere φ și ψ în ajutaje și paletaj. Variația raportului de destindere duce la modificarea triunghiurilor de viteză și prin aceasta la schimbări importante ale randamentului. Caracteristicile de turbine ridicate experimental [14] confirmă ponderea mare a influenței raportului de destindere asupra randamentului.

Pentru a aprecia variația randamentului unei turbine cu o singură treaptă (cu acțiune) funcție de raportul de destindere $\frac{p_s}{p_i}$, se va urmări dependența de acest parametru a randamentului periferic al unei trepte active. În relația

$$\eta_u = 2\frac{u}{c_0}\left(1+\psi\frac{\cos\beta_2}{\cos\beta_1}\right)\left(\varphi\cos\alpha_1-\frac{u}{c_0}\right), \tag{16}$$

datorită lui Bánki, se poate neglija în primă aproximație, variația cu raportul de destindere a unghiului β_1, a coeficientului de pierderi în paletaj ψ și a gradului de reacțiune $\rho = 0$.

Viteza absolută la ieșirea din ajutaje fiind

$$c_0 = \sqrt{2g\frac{\varkappa}{\varkappa-1}RT_s\left[1-\left(\frac{p_i}{p_s}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\right]}, \tag{17}$$

obținem direct relația dintre randamentul periferic și raportul de destindere,

$$\eta_u = \frac{2}{\sqrt{2g\frac{\varkappa}{\varkappa-1}R}}\cdot\frac{u}{\sqrt{T_s}}\left(1+\psi\frac{\cos\beta_2}{\cos\beta_1}\right)\times$$

$$\times\left(\varphi\cos\alpha_1-\frac{u}{\sqrt{T_s}}\cdot\frac{1}{\sqrt{2g\frac{\varkappa}{\varkappa-1}R}}\cdot\frac{1}{\sqrt{1-\left(\frac{p_i}{p_s}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}}}\right)\cdot\frac{1}{\sqrt{1-\left(\frac{p_i}{p_s}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}}}, \tag{16'}$$

reprezentată în figura (9) în coordonatele η_u; $\log_{10}\frac{p_s}{p_i}$ prin curbe $\frac{u}{\sqrt{T_s}} = \text{const.}$ (admițînd $\alpha_1 = 14°$, $\beta_1 = \beta_2$; $\psi = 0{,}9$; $\varphi = 0{,}95$) pentru cazul cînd fluidul de lucru este metan.

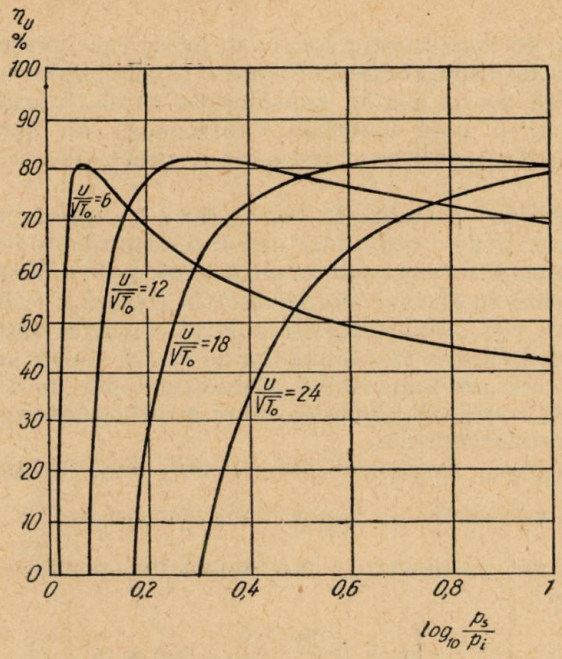


Fig. 9. — Variația randamentului periferic al unei trepte active funcție de raportul de destindere.

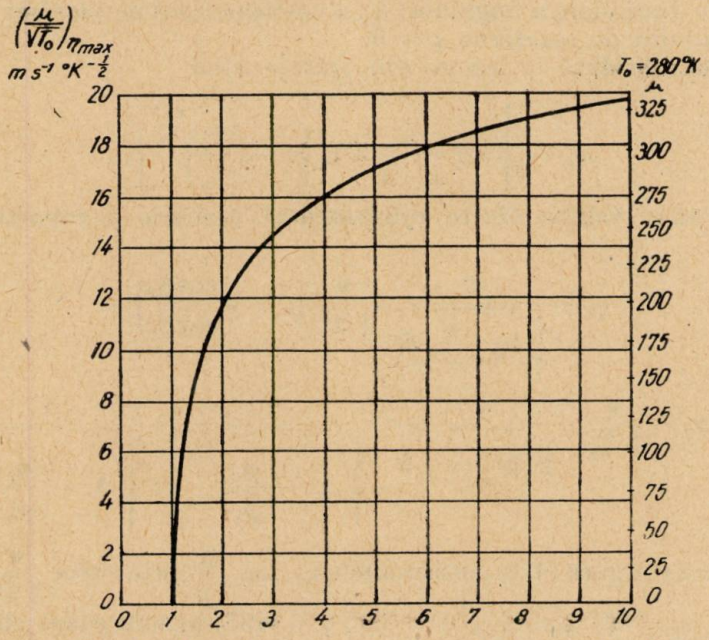


Fig. 10. — Condiția de optim a randamentului periferic al unei trepte active.

Viteza periferică u poate fi aleasă funcție de raportul de destindere astfel încît randamentul să devină maxim. Condiția

$$\frac{\partial \eta_u}{\partial \left(\frac{p_s}{p_i}\right)} = 0, \tag{18}$$

duce pentru cazul considerat la

$$\frac{u}{\sqrt{T_s}} = \frac{\varphi \cos \alpha_1}{2} \sqrt{2g \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} R} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{p_i}{p_s}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}}, \tag{18'}$$

relație reprezentată grafic pentru exemplul numeric de mai sus, în figura 10.

Raportul de destindere determină valoarea expresiei $\frac{u}{\sqrt{T_s}}$ și prin aceasta dă o indicație pentru alegerea turației și diametrului turbinei. Pentru trepte cu un grad de reacție diferit de zero se obțin curbe asemănătoare ca alură, de exemplu la $\rho = 0{,}5$ pentru același $\frac{p_s}{p_i}$, randamentul maxim se obține la o viteză periferică $u_{\rho=0{,}5} \approx \sqrt{2}\, u_{\rho=0}$.

Dimensiunile geometrice ale ajutajului și a paletelor sînt influențate în special de parametrul $\frac{G\sqrt{T_s}}{p_s}$.

Dacă raportul de destindere este supracritic, în secțiune minimă a ajutajelor se atinge viteza critică

$$c_{cr} = \sqrt{2g \frac{\varkappa}{\varkappa + 1} RT_s}, \tag{19}$$

secțiunea minimă poate fi calculată din ecuația continuității

$$G = S_{min} \cdot c_{cr} \cdot \gamma_{cr}, \tag{20}$$

care prin înlocuirea

$$\gamma_{cr} = \left(\frac{2}{\varkappa + 1}\right)^{\frac{1}{\varkappa-1}} \cdot \frac{p_s}{RT_s}, \tag{21}$$

poate fi pusă sub forma

$$S_{min} = \frac{G\sqrt{T_s}}{p_s} \sqrt{\frac{R}{\varkappa g} \left(\frac{\varkappa + 1}{2}\right)^{\frac{\varkappa+1}{\varkappa-1}}}. \tag{20'}$$

În timpul funcționării în regimuri subsonice se va atinge viteza

$$c = \lambda\, c_{cr}, \tag{22}$$

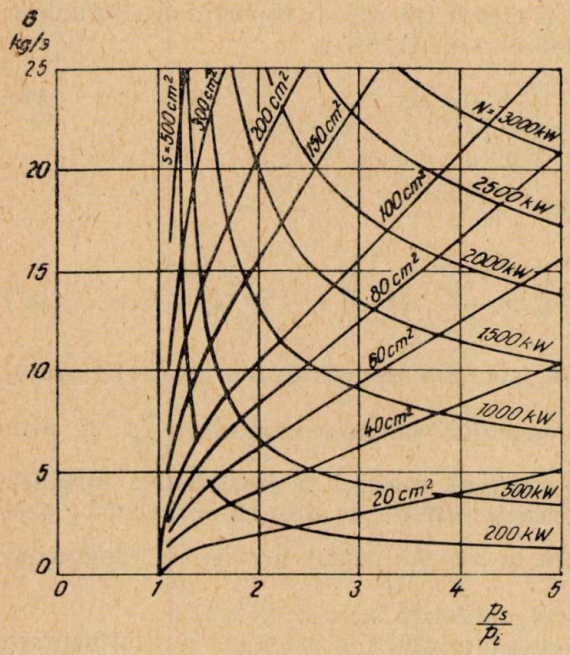


Fig. 11. — Caracteristica turbinei, (pentru $T_s = 280°K$ $p_i = 3$ ata, $\frac{u}{\sqrt{T_s}} = 12$ m/s grd$^{1/2}$).

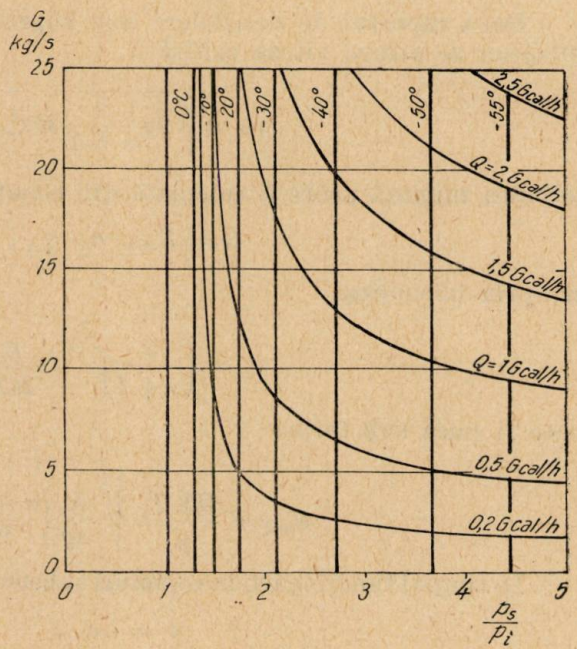


Fig. 12. — Caracteristica frigorifică a turbinei (pentru $T_s = 280°K$, $T_0 = 273°K$ $\frac{u}{\sqrt{T_s}} = 12$ m/s grd$^{1/2}$).

unde

$$\lambda = \sqrt{\frac{\varkappa+1}{\varkappa-1}} \cdot \sqrt{1-\left(\frac{p_i}{p_s}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa+1}}} \tag{23}$$

și se obține pentru secțiunea de ieșire din ajutaje o relație analogă cu (20′).

$$S_1 = \frac{G\sqrt{T_s}}{p_s} \cdot \frac{1}{q(\lambda)} \cdot \sqrt{\frac{R}{\varkappa g}\left(\frac{\varkappa+1}{2}\right)^{\frac{\varkappa+1}{\varkappa-1}}}, \tag{24}$$

unde

$$q(\lambda) = \left(\frac{\varkappa+1}{2}\right)^{\frac{1}{\varkappa-1}} \cdot \lambda \cdot \left(1-\frac{\varkappa-1}{\varkappa+1}\lambda^2\right)^{\frac{1}{\varkappa-1}}. \tag{25}$$

— Puterea turbinei depinde de asemenea de aceste două secțiuni caracteristice (pentru o turbină cu o singură treaptă activă). La rapoarte de destindere supracritice este avantajoasă exprimarea puterii funcție de secțiunea minimă a ajutajelor în funcțiune S_{min}

$$\frac{N}{p_s\sqrt{T_s}} = S_{\min}\lambda^2\eta_t \cdot \frac{1}{2}\sqrt{gR}\sqrt{\varkappa^3\left(\frac{2}{\varkappa+1}\right)^{\frac{3\varkappa-1}{\varkappa-1}}}, \tag{26}$$

unde λ nu se referă la secțiunea critică ci la raportul de destindere total

$$N = \frac{\varkappa}{\varkappa+1} GRT_s\lambda^2\eta_t. \tag{27}$$

Dacă raportul de destindere este inferior celui critic, se preferă relația care leagă puterea de secțiunea de ieșire din ajutajele în funcțiune S_1

$$\frac{N}{p_s\sqrt{T_s}} = S_1\lambda^2 q(\lambda)\eta_t \cdot \frac{1}{2}\sqrt{gR}\sqrt{\varkappa^3\left(\frac{2}{\varkappa+1}\right)^{\frac{3\varkappa-1}{\varkappa-1}}}. \tag{28}$$

Elementele discutate sînt suficiente pentru a prezenta pe exemplul unei turbine cu secțiune într-o singură treaptă, modul de construire a caracteristicii turbinei în coordonatele debit relativ raport de destindere. Caracteristica (fig. 11) constă dintr-o rețea de curbe $N = \text{const.}$ și $S = \text{const.}$, unde S reprezintă secțiunea totală a ajutajelor în funcțiune (dacă reglajul se face numai cantitativ).

Presiunea la ieșirea din turbină p_i și temperatura la intrare T_s pot fi considerate constante; în schimb, debitul G și presiunea p_s variază în limite foarte largi fiind determinante pentru funcționarea mașinii.

Uneori interesează nu numai puterea dezvoltată de turbină ci și producția ei de frig și temperaturile gazului rece. Din acest punct de vedere este interesantă construirea unei diagrame caracteristice pentru turbină (fig. 12) în aceleași coordonate ca mai sus (debit relativ — raport de destindere) cu o rețea de curbe $T_r = \text{const.}$ și $Q = \text{const.}$

Producția de frig Q, raportată la nivelul T_0, poate fi calculată cu relația

$$Q = \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} RGT_s \left\{ \frac{T_0}{T_s} - 1 + \eta_t \left[1 - \left(\frac{p_i}{p_s} \right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} \right] \right\}, \tag{29}$$

care devine numeric egală cu expresia puterii turbinei în cazul particular $T_0 = T_s$.

3. FUNCȚIONAREA ÎN COMUN A CONDUCTEI ȘI TURBINEI

Caracterizarea funcționării conductei prin diagrame clasate ale debitului, presiunii sau chiar puterii ce se poate obține, respectiv, prin durata de utilizare pe un an a debitului, presiunii sau puterii maxime nu este suficientă pentru rezolvarea problemelor complexe pe care le pune exploatarea ansamblului conductă-turbină. Deoarece debitul și presiunea la sfîrșitul conductei variază în mod independent, cele mai concludente sînt diagramele de durată tridimensionale în coordonatele debit, presiune, timp pentru caracterizarea modului de exploatare a conductei pe o perioadă din trecut ; respectiv diagramele caracteristice ale conductei în sensul (fig. 5, 7 și 8) care permit cunoașterea tuturor regimurilor posibile ale conductei și predeterminarea regimurilor probabile.

Compararea caracteristicilor (în coordonatele debit-relativ-raport de destindere) conductei (fig. 5, 7 sau 8) și turbinei (fig. 11 și 12) în regim staționar, prin suprapunerea lor, conduc la concluzii importante pentru :

— dimensionarea turbinei (putere, turație, secțiuni de trecere, limitele raționale ale reglajului prin admisie) ;

— proiectarea instalațiilor anexe (reductor, generator, schimbător de căldură, conductă de ocolire, sistemul de reglare al presiunii din rețeaua de distribuție) ;

— exploatare rațională a ansamblului conductă-turbină (regimul rațional de presiuni, regimul derivațiilor și punctelor de alimentare de pe traseu și regimul eventualelor stații de recomprimare).

Problemele care se pun, se reduc la acoperirea caracteristicii conductei prin caracteristica unei turbine proiectate adecvat și apoi a exploatării ansamblului astfel încît să fie satisfăcute nevoile consumatorilor de gaze funcționînd cu turbina pe cît posibil în regiunile dorite ale caracteristicii ei.

4. CONCLUZII

Locul cel mai favorabil pentru amplasarea turbinei este sfîrșitul conductei ; mici abateri de la acest deziderat au efecte nefavorabile foarte pronunțate.

Creșteri neînsemnate ale presiunii p_0 de pornire a conductei măresc în mare măsură presiunea p_s dinaintea turbinei și puterea dezvoltată de ea. Un regim rațional al presiunilor poate mări în foarte mare măsură durata

de utilizare a puterii instalate a turbinei şi poate duce deci la soluţii deosebit de economice.

Pentru studiul funcţionării în comun a conductei şi turbinei este utilă cunoaşterea caracteristicilor acestor două elemente în acelaşi sistem de coordonate (debit relativ-raport de destindere). Cazul conductelor cu o configuraţie complicată se poate reduce din acest punct de vedere la o conductă echivalentă de diametru constant.

SUR LE FONCTIONNEMENT DE L'ENSEMBLE CONDUITE DE TRANSPORT-TURBINE, DANS DES RÉGIMES STATIONNAIRES AUTRES QUE LE RÉGIME NOMINAL

RÉSUMÉ

L'auteur traite le problème du fonctionnement de l'ensemble formé par une conduite de grande longueur et une turbine à détente en régimes stationnaires. A cette fin, il construit des « diagrammes caractéristiques » de la conduite et de la turbine dans le même système de coordonnées, et réduit le cas des conduites compliquées à celui d'une conduite équivalente de diamètre uniforme.

BIBLIOGRAFIE

1. А. С. Смирнов, *Транспорт и хранение газа.* Гостоптехиздат, Москва-Ленинград, 1950.
2. К. С. Зарембо (под. ред.), *Справочник по транспорту газов.* Гостоптехиздат, Москва, 1954.
3. P. I. Kiefer, G. F. Kinney, M. C. Stuart, *Principles of engineering thermodynamics,* John Wiley , 1954.
4. М. П. Вукалович, И. И. Новиков, *Техническая термодинамика.* Госенергоиздат, 1955.
5. A. Fonó, *Means of improving the economy and safety of long-distance gas pipe-lines.* WPC Sectional meeting Madrid, Paper, III A/7 (1960).
6. A. Fonó. *The economics of long natural-gas pipe-lines.* Acta techn. Acad. sc. hungaricae, Budapest, **XXX**, *3—4* (1961).
7. H. Bachl, *Gasentspannungsturbinen in Ferngasleitungen.* BWK, *5*, 306—310 (1953).
8. K. Paschke, *Gasentspannungsmaschinen in Gasfernleitungen.* BWK, **8**, 381—386 (1956).
9. I. Sapnier ş. a., *Posibilitatea obţinerii de energie mecanică, căldură şi frig cu ajutorul unei turbine de trecere, prin utilizarea presiunii naturale a gazului metan.* St. cerc. energ., **V**, *3—4* (1955).
10. V. Pimsner, *Asupra unor aspecte ale similitudinii turbinelor cu gaze.* St. cerc. energ., **XI**, *4* (1961).
11. C. A. Vasilescu, V. Pimsner, P. Svoronos, *Exploatarea gazelor naturale.* Edit. Acad. R.P.R., Bucureşti, 1962.
12. Г. С. Самойлович, Б. М. Трояновский, *Переменный режим работы паровых турбин,* ГЭИ, 1955.
13. Б. С. Стечкин, (под. ред.) *Теория реактивных двигателей. Лопаточные машины* Гос. изд. пром., Москва, 1956.
14. I. Kruschik, *Die Gasturbine,* Springer, Wien, 1960.

SPECTRUL INFRAROȘU AL CĂRBUNILOR DIN VALEA JIULUI

DE

I. BLUM, D. BÎRCĂ-GĂLĂȚEANU, I. NISTOR și L. ARCAN

Cărbunii din bazinul Văii Jiului — cel mai important din țară — prezintă o gamă variată, dar succesivă, de grade de evoluție în procesul de carbonificare, de la cărbune brun huilos (Lonea) la huile flambante (Petrila, Aninoasa, parțial Vulcan) și huile de gaz (Uricani, Lupeni, parțial Vulcan), fiecare în parte reprezentînd caractere chimico-tehnice și tehnologice specifice, diferențiate.

Prin aplicarea clasificării internaționale — Geneva 1956 — întregul bazin ar intra în categoria huilelor cu numere de cod deosebit de variate. Mai mult, chiar în cadrul aceleiași exploatări, cărbunii nu au caracter uniform. Numerele de cod variază în limite destul de largi astfel că fiecare exploatare produce cărbune cu caractere diferite. Zona de inflexiune care desparte sectorul cărbunilor aglutinanți de cei neaglutinanți sau cu slab început de aglutinare se află pe o linie ipotetică cuprinsă în regiunea Aninoasa, Priboi, Piscu, cu unele extinderi de blocuri cu cărbuni neaglutinanți și în mina Vulcan.

În raport cu utilizările actuale s-a dat denumirea de cărbuni tehnologici acelora care prezintă însușiri de aglutinare — Lupeni, Uricani și parțial Vulcan, utilizați în cocseria de la Combinatul Siderurgic Hunedoara — și denumirea de cărbuni energetici acelora din estul bazinului, neaglutinanți sau slab aglutinanți.

Un studiu spectroscopic al cărbunilor din zăcămîntul Văii Jiului ar putea pune în evidență deosebiri structurale între cărbunii din diferite puncte ale bazinului. Deosebirile de structură găsite ar putea constitui indicații probabile asupra proceselor la care să fie supuși cărbunii tehnologici și chiar cei energetici spre a le îmbunătăți calitatea, în vederea utilizării lor ca materie primă pentru fabricarea cocsului metalurgic.

În acest scop, noi am cercetat absorbția în infraroșu a cărbunilor din puncte succesive, variind de la estul la vestul bazinului din Valea Jiului, pentru ca, din spectrele obținute, să se poată trage concluzii asupra structurii cărbunilor din acest bazin în general și asupra deosebirii de structură

dintre cărbunii cocsificabili şi cei necocsificabili în special. De asemenea, am urmărit să tragem concluzii asupra unor posibilităţi de diferenţiere pe cale spectroscopică a acestor cărbuni.

Studiul spectroscopic al cărbunilor din alte ţări a făcut şi face şi în prezent obiectul multor publicaţii. La noi în ţară, s-a făcut pînă în prezent

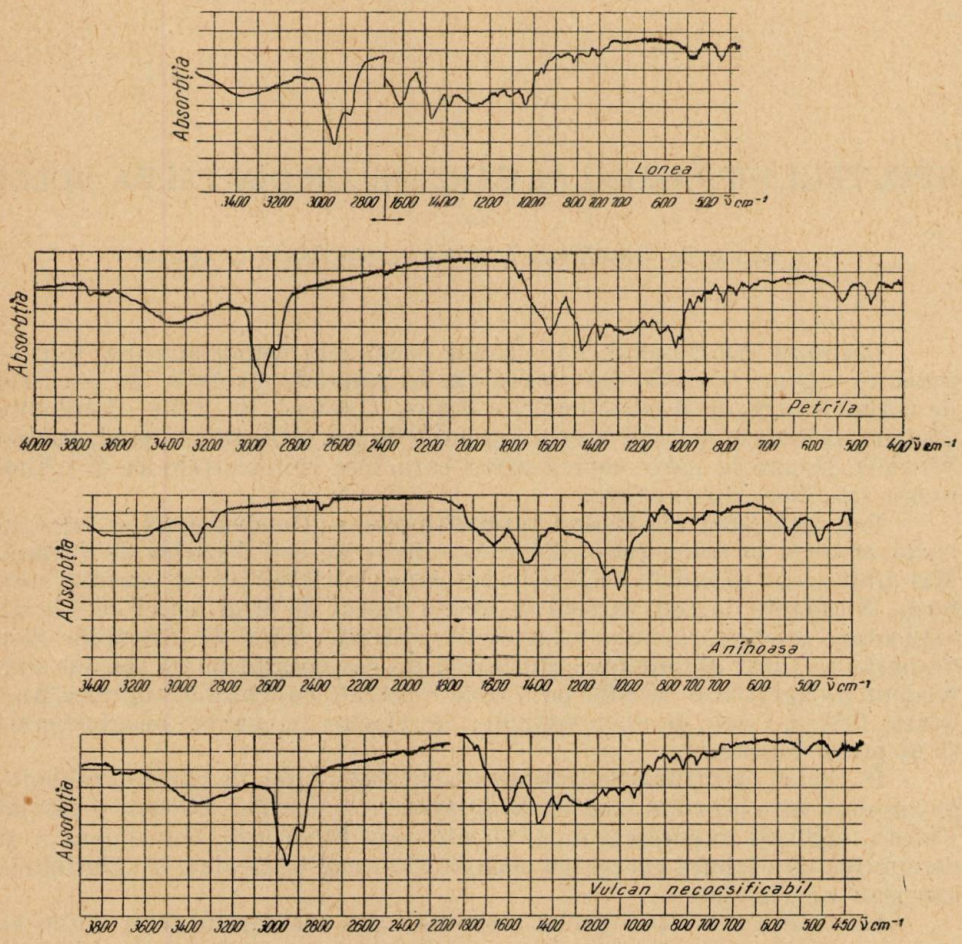


Fig. 1. — Spectrul infraroşu al cărbunilor de la Lonea, Petrila, Aninoasa şi Vulcan (neaglutinant).

un studiu preliminar asupra a doi cărbuni (Lupeni şi Anina) tot de către colectivul nostru [1]. Dar în nici un studiu, nu s-a pus tema urmărită de noi în prezenta comunicare. Aceasta este datorită în primul rînd faptului că, zăcămîntul din Valea Jiului prezintă caracteristica specială de a conţine atît huilă flambantă — cît şi cărbune brun huilos — necocsificabil.

Spectrul infraroșu al cărbunelui. Absorbția în infraroșu a cărbunilor ce fac obiectul acestei lucrări, a fost studiată în regiunea spectrală dintre 2 μ și 25 μ cu ajutorul unui spectrofotometru cu înregistrare automată UR 10, spectrofotometru cu dublu fascicul. Pentru regiunea dintre 1,8 μ și 3,6 μ absorbția a fost verificată și cu un spectrometru cu oglinzi argintate prevăzut cu prismă de cuarț.

Pentru studiul absorbției am preferat metoda folosită de Krevelen și colaboratorii săi [2] adică a discurilor obținute prin presarea unui amestec de praf fin de cărbune și de bromură de potasiu. Din praful de cărbune de 60 μ granulație, obținut prin măcinare s-a făcut o suspensie în benzen, din care s-a separat o nouă suspensie de circa 10 μ granulație. Amestecul obținut din praful de cărbune astfel preparat și KBr s-a omogenizat la vibrator timp de 30 minute. Discurile din acest amestec s-au obținut cu matriță în vid la presiunea de 10 tone/cm^2, de dimensiunile 0,8 mm grosime și 13 mm diametru, conținînd 300 mg KBr și 1 mg cărbune.

Spectrele de absorbție ale celor șase cărbuni studiați sînt redate în figurile 1 și 2. Din curbele trasate se observă că, în linii generale, spectrele cărbunilor studiați sînt asemănătoare, de altfel asemănătoare cu ale tuturor cărbunilor fosili. Cărbunii prezintă două regiuni de absorbție intensă : regiunea 2 900 cm^{-1} și regiunea dintre 1 000 cm^{-1} și 1 700 cm^{-1}, după care urmează regiunea 500 cm^{-1}.

Din aspectul general al spectrelor rezultă că există bande ce corespund structurii ciclice aromatice, la care unii atomi de hidrogen sînt substituiți fie cu grupe simple, fie cu lanțuri alifatice scurte. Referindu-ne la bandele din regiunea lungimilor de undă mai mici de 4 μ, ne oprim întîi asupra celor două situate pe la 2 900 cm^{-1}. Compușii ciclici în general, care au un hidrogen substituit cu un metil sau cu un lanț alifatic scurt prezintă două bande intense în această regiune.

Astfel, compușii cu cinci atomi de carbon în ciclu [3], [4] prezintă două bande intense situate la 2 864 cm^{-1} și 2 937 cm^{-1} ; compușii aromatici substituiți [5] prezintă de asemenea două bande avînd cam aceleași poziții spectrale. Bandele cărbunilor de la 2 974 cm^{-1} și 2 942 cm^{-1} pot fi produse de vibrațiile de întindere C—H alifatice și anume prima de vibrația CH_2 (sau CH_3) simetrică, iar a doua de cea antisimetrică. Banda intensă sub formă de clopot de pe la 2,95 μ (3 370 cm^{-1}) este atribuită, de toți cei ce se ocupă de spectrele cărbunilor, vibrației de întindere O—H sau N—H, deplasările ei spectrale fiind o dovadă a existenței unei legături intense prin punți de hidrogen. Benzenul ca și toți compușii aromatici au o bandă de absorbție în apropiere de 3 000 cm^{-1}. Banda de la 3 075 cm^{-1} poate fi atribuită vibrației CH de întindere aromatice și anume corespunzînd vibrației ν_{12} a benzenului [6]. Toți cărbunii studiați de noi prezintă o bandă slabă pe la 2,7 μ, care poate fi atribuită vibrației O—H fenolice neasociată prin punți de hidrogen, bandă prezentă la fenoli [7]. Banda foarte slabă de pe la 2 380 cm^{-1} ce nu apare la toți cărbunii, se datorește probabil bioxidului de carbon din atmosferă.

Cu privire la cele trei bande de absorbție din regiunea 6—7 μ se poate spune că două dintre ele și anume banda 7,2 μ ($\sim$ 1 387 cm^{-1}) și banda 6,8 μ ($\sim$ 1 470 cm^{-1}) aparțin vibrațiilor de deformație CH_2 alifatic,

prima vibraţiei simetrice, iar a doua celei antisimetrice. Aceste bande se găsesc la compuşii liniari alifatici, precum şi la cei ciclici cu lanţ alifatic [4], [3]. În general aceste bande apar la toţi compuşii ce conţin grupe CH_2 sau CH_3 ; ele sînt prezente în uleiurile de molid, floarea soarelui, tot datorită vibraţiilor de deformaţie a acestor grupe. Banda intensă de la 1 615 cm^{-1}, bandă situată spectral în acelaşi loc la toţi cărbunii şi după cum se va arăta şi la extractele cărbunilor, este atribuită de către toţi cercetătorii spectrelor cărbunilor, vibraţiei de întindere C—C, intensitatea ei fiind mărită de absorbţia grupei chinonice C—O, deplasată datorită legăturii prin punte de hidrogen. În adevăr, în chinone neasociate prin punţi de hidrogen banda

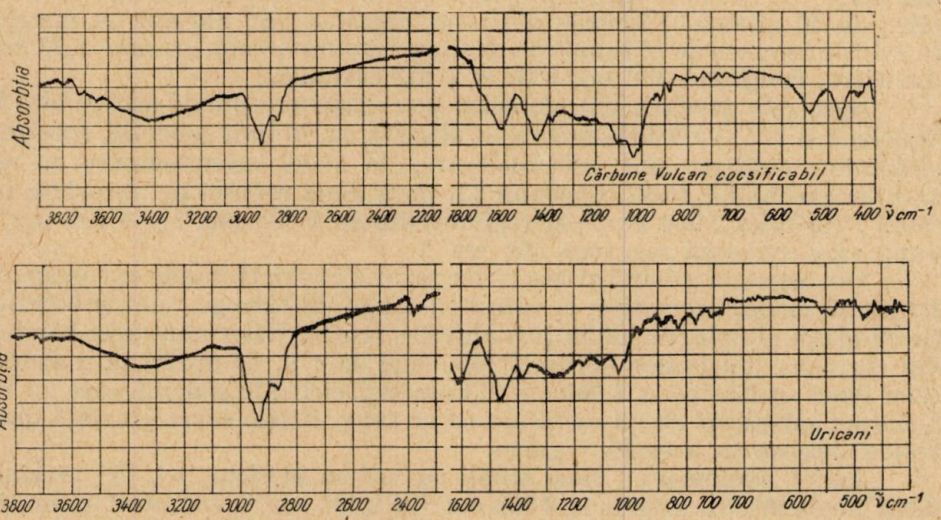


Fig. 2. — Spectrul infraroşu al cărbunilor de la Vulcan (aglutinant) şi Uricani.

corespunzătoare vibraţiei de întindere C=O apare între 1 635—1 680 cm^{-1}, iar în compuşii chelaţi, banda este deplasată spre frecvenţe mai mici. Noi considerăm că, în primul rînd, intensitatea mare a bandei se datoreşte vibraţiei de întindere C—C, ν_{16} în cazul benzenului, interzisă în infraroşu la benzen, dar a cărei interdicţie este înlăturată datorită substituţiei [5]. Banda ce apare la 1 500 cm^{-1} numai ca punct de inflexiune, poate fi atribuită vibraţiei C—C ν_{13} a inelului aromatic.

Din grupul de patru bande situate între 1 000 şi 1 200 cm^{-1}, cea de la 1 040 cm^{-1}, cea mai intensă, ca şi cea de la 1 010 cm^{-1} nu apar deloc în spectrele extractelor în cloroform ale unora dintre cărbuni, sau sînt foarte slabe, ceea ce justifică atribuirea acestor bande legăturii Si=O, a caolinitului, de acord cu atribuirea făcută de Hertog şi Berkovitz [8].

În extractul cărbunelui Aninoasa, singura bandă care apare între 1 000 şi 1 200 cm^{-1} este cea de la 1 040 cm^{-1} aşa cum se vede în figura 3, dar care în extract este mai slabă decît în spectrul cărbunelui. Se poate

considera că peste absorbția produsă de caolinit se suprapune absorbția datorită vibrației ν_{14} a inelului aromatic, vibrație C—H de deformație paralelă cu planul moleculei. Banda în formă de clopot de pe la 1 250 cm^{-1} se poate atribui vibrației de întindere C—O fenolice, bandă ce apare și în toate extractele în cloroform.

Foarte interesantă este regiunea dintre 900 și 1 000 cm^{-1}. Așa cum se vede în figurile 2 și 3, cărbunii aglutinanți prezintă o singură bandă de

Tabela 1

Bandele de absorbție ale cărbunilor din Valea Jiului

Lonea		Petrila	Aninoasa	Vulcan		Uricani	Lupeni	Atribuiri
λ μ	ν cm^{-1}	ν cm^{-1}	ν cm^{-1}	necocsificabil ν cm^{-1}	cocsificabil ν cm^{-1}	ν cm^{-1}	ν cm^{-1}	
22,988	435	435	435	—	435	—	435	C—C, δ ⊥, ν_{20}
21,052	475	475	475	475	475	473	475	C—C, aromatic,
18,518	540	540	540	—	540	535	540	C—H, δ ∥ aromatic
14,084	710	700	700	—	700	700	—	C—H, δ ⊥, ν_7
13,157	760	760	770	755	755	760	755	C—H, δ ⊥ aromatic
—	—	—	—	—	805	—	—	N—H, δ ⊥
12,195	820	820	—	820	820	820	820	C—H, δ ∥, ν_{10}
11,363	880	880	880	880	880	880	880	C—H, δ ⊥, ν_{11}
10,868	920	920	920	920	920	—	—	N—H, δ ⊥
10,416	960	960	960	960	—	960	955	C—O—C aromatic
10,204	980	980	980	—	—	—	—	
9,852	1 015	1 015	1 015	1 015	1 010	1 015	1 010	Si=O
9,615	1 040	1 040	1 040	1 040	1 040	1 040	1 038	Si=O întindere + C—H, δ ∥, ν_{14}
8,968	1 115	1 115	1 110	—	1 110	1 100	1 100	
8,583	1 165	1 165	—	1 165	1 165	1 165	1 165	OH fenolic, δ
7,843	1 275	1 275	1 275	1 270	—	1 270	1 270	C—O, întindere, fenolic
7,219	1 385	1 387	1 385	1 380	1 388	1 380	1 385	C—H_2 alifatic, δ simetric
6,802	1 470	1 470	1 460	1 470	1 457	1 460	1 462	C—H_2 alifatic, δ antisimetric
6,192	1 615	1 615	1 615	1 615	1 615	1 610	1 615	C—C, întindere, ν_{16} + C = O întindere
5,68	—	1 760	1 760	1 760	1 765	1 765	1 760	carbonil din oxidare
4,202	2 380	2 380	2 375	2 345	2 390	2 370	2 380	CO_2
3,473	2 880	2 880	2 865	2 875	2 874	2 865	2 872	CH_2 sau CH_3 alifatic | simetric și
3,389	2 950	2 950	2 935	2 950	2 942	2 930	2 943	CH întindere | antisimetric
3,257	3 070	3 075	3 075	3 075	3 075	3 075	3 065	CH, întindere, aromatic, ν_{12}
2,969	3 368	3 368	3 365	3 360	3 400	3 360	3 355	O—H, întindere sau N—H
2,724	3 670	3 670	3 670	3 670	3 660	3 660	3 660	O—H, întindere, fenolic.
2,673	3 740	3 740	3 740	—	3 732	3 720	3 722	
2,632	3 800	—	—	—	3 800	—	3 800	

absorbție în această regiune : cărbunele Vulcan la 920 cm^{-1}, iar Lupeni a 955 cm^{-1}. Cărbunii necocsificabili ca Lonea prezintă trei bande : la 920, 960 și 980 cm^{-1}; cei cu început de aglutinare de la Petrila și Aninoasa prezintă două bande : la 920 și 960 cm^{-1}. După aspectul absorbției dintre 900 și 1 000 cm^{-1} se pot deosebi prin metoda spectrală cărbunii aglutinanți de cei neaglutinanți și într-o oarecare măsură, se poate indica gradul de aglutinare.

În regiunea spectrală dintre 400 cm^{-1} și 600 cm^{-1}, regiune ce nu a fost studiată pînă în prezent la cărbuni, se găsesc bande ce pot fi atribuite vibrațiilor scheletate ale ciclului aromatic. Astfel, banda de la 435 cm^{-1}

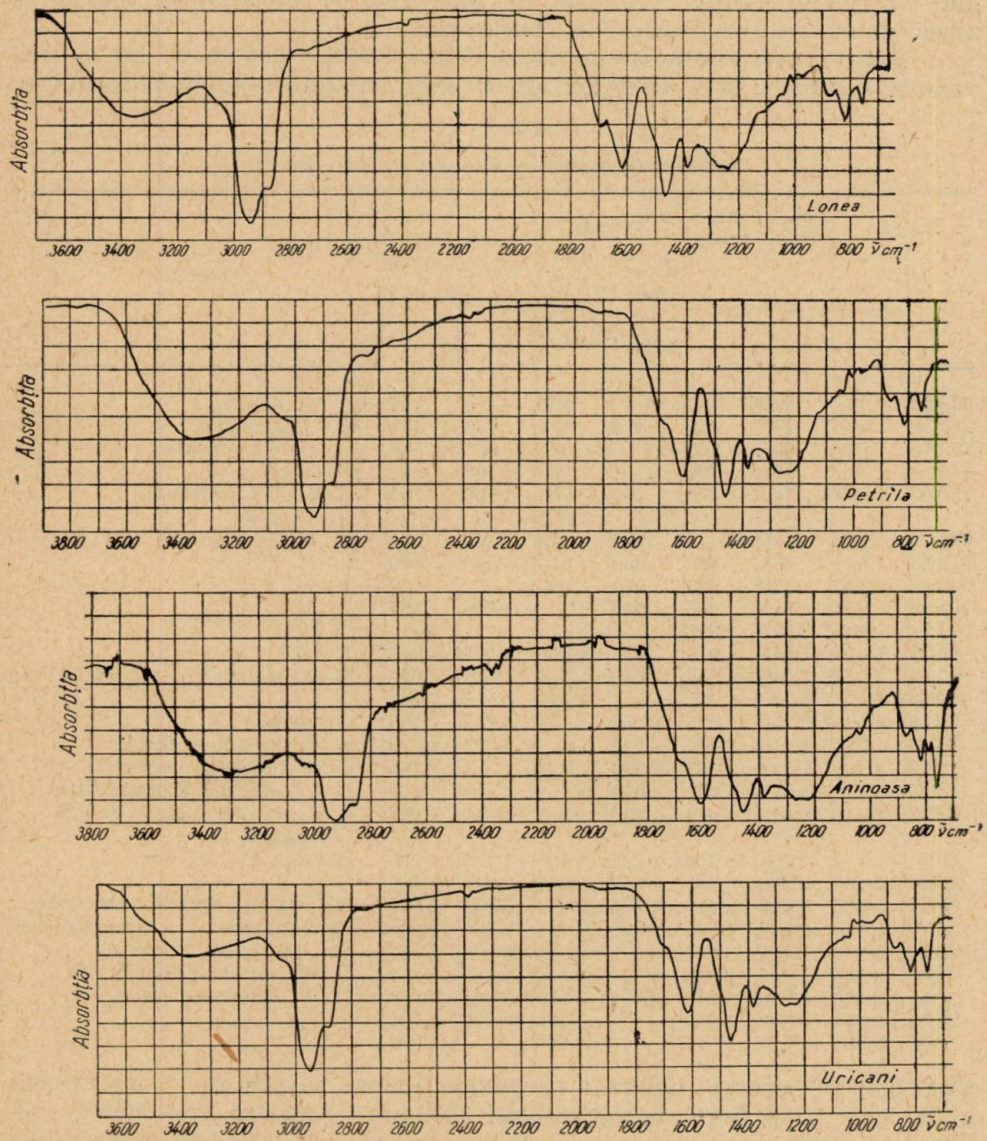


Fig. 3. — Spectrul infraroșu al extractelor cărbunilor de la Lonea, Petrila, Aninoasa.

se poate atribui unei vibrații C—C de deformație perpendiculară pe plan (ν_0), iar cele de la 700 și 540 cm^{-1}, unor vibrații C—H de deformație, prima

perpendiculară pe plan (ν_7) iar a doua paralelă cu planul ciclului aromatic [9]. Banda 475 cm^{-1} considerăm că trebuie atribuită tot unei vibrații scheletate ale ciclului aromatic, deoarece aceasta ca și celelalte trei bande din această regiune spectrală se găsește în spectrele infraroșii ale compușilor substituiți ai benzenului [5]. Pentru aceleași motive, bandele de la 820 cm^{-1} la 880 cm^{-1} pot fi atribuite modurilor de vibrație ν_{10} (C—H $\delta\|$) și respectiv ν_{11}(C—H $\delta\perp$) [6]. Bandele 805 și 920 cm^{-1} le atribuim unor vibrații N—H$\delta\perp$, aceste bande apărînd în absorbția anilinei și a derivaților săi substituiți. Banda 980 cm^{-1} o atribuim legăturii C—O—C aromatic [7].

Tabela 2

Bandele de absorbție ale extractelor cărbunilor din Valea Jiului

Lonea		Petrila	Aninoasa	Vulcan		Uricani
$\lambda\,\mu$	νcm^{-1}	νcm^{-1}	νcm^{-1}	necocsificabil νcm^{-1}	cocsificabil νcm^{-1}	νcm^{-1}
13,245	755	755	755	755	755	755
12,658	—	790	788	—	788	790
12,269	815	815	815	815	815	815
11,451	875	865	870	870	870	875
10,308	970	970	965	965	965	950
9,950	1 005	1 005	—	1 005	1 005	1 005
9,615	1 040	1 040	1 035	1 040	1 040	1 040
9,35	1 070	—	—	1 060	1 060	—
8,00	1 250	1 250	1 245	1 245	1 245	1 245
7,246	1 380	1 380	1 380	1 380	1 380	1 380
6,825	1 465	1 465	1 460	1 460	1 465	1 465
6,666	1 500	1 500	1 500	1 500	1 500	—
6,192	1 615	1 615	1 615	1 615	1 615	1 615
5,92	1 690	1 690	1 690	1 700	1 700	1 700
4,20	2 380	2 350	2 365	2 370	2 370	2 380
3,66	2 735	2 730	—	2 730	2 750	2 750
3,478	2 875	2 870	2 855	2 865	2 875	2 880
3,395	2 945	2 935	2 930	2 935	2 950	2 950
3,270	3 060	3 060	3 050	3 055	3 070	3 060
2,974	3 365	3 350	3 320	3 335	3 360	3 360
—	—	3 775	3 740	3 770	3 720	—

Spectrele infraroșii ale extractelor în cloroform. Prin metoda arătată în altă lucrare [1] s-au obținut extractele în cloroform și spectrele infraroșii ale acelorași cărbuni. Întrucît ca suport pe care s-a evaporat extractul am folosit discuri de NaCl, am putut studia absorbția numai pînă la 700 cm^{-1}. Așa cum se vede în figura 3, și în tabela 2, spectrele de absorbție ale extractelor sînt asemănătoare ca aspect general cu ale cărbunilor respectivi. În domeniul de la 5 000 și 1 300 cm^{-1}, la extracte apare o bandă în plus la 2750 cm^{-1}, bandele dintre 1 200 și 1 700 cm^{-1} sînt mai intense la extracte decît la cărbuni, iar între 1 000 și 1 100 cm^{-1} sînt mai pregnante la cărbuni. Explicația ultimului caz a fost dată mai sus, cînd s-a vorbit de spectrele

cărbunilor. O deosebire importantă este aceea că în regiunea 900—1000 cm^{-1} apare o singură bandă de absorbţie atît la extractele cărbunilor cocsificabili cît şi în acele ale celor necocsificabili. În schimb, după aspectul absorbţiei dintre 700 şi 800 cm^{-1} a extractelor pot fi deosebiţi cărbunii, în ceea ce priveşte cocsificabilitatea lor. Astfel extractul cărbunilor aglutinanţi din Vulcan şi Uricani prezintă cîte două bande de absorbţie în această regiune, una la 755 cm^{-1} şi alta la 788 cm^{-1}, pe cînd acele ale cărbunilor Vulcan neaglutinanţi şi cele de la Lonea prezintă cîte o singură bandă la 755 cm^{-1}, banda de la 788 cm^{-1} lipsind complet la aceşti cărbuni. La extractele celorlalţi doi cărbuni Petrila şi Aninoasa, începe să apară şi banda de la 788 cm^{-1}, mai distinctă în cazul cărbunelui Aninoasa decît în cazul Petrila, ceea ce

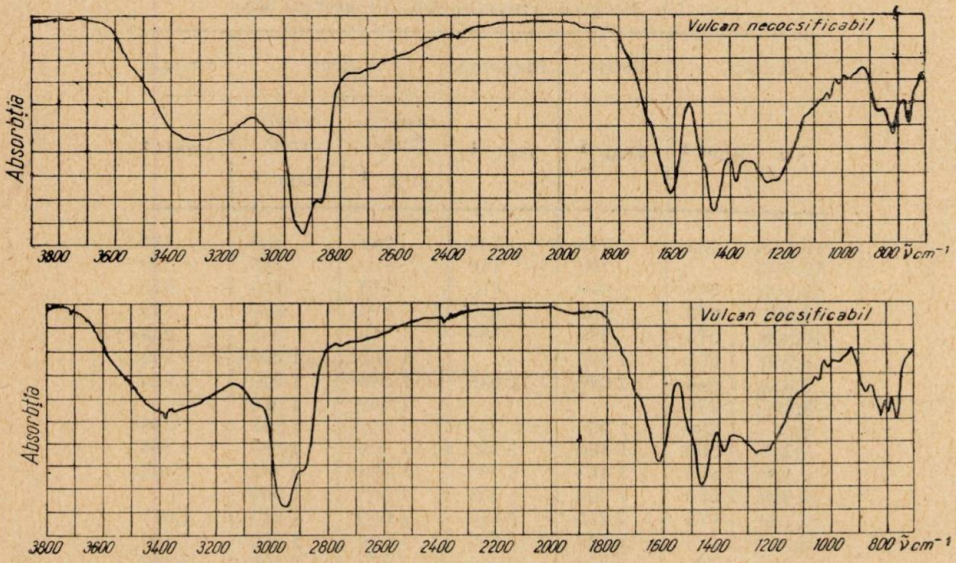


Fig. 4. — Spectrul infraroşu al extractelor cărbunilor de la Vulcan (aglutinant) şi Uricani

arată că aceşti doi cărbuni au caracter intermediar, confirmînd prin aceasta rezultatele metodelor chimice de analiză a cărbunilor [10].

Concluzii. Din structura bandelor de absorbţie şi din interpretările date acestor bande, se pot trage o serie de concluzii asupra structurii cărbunilor din Valea Jiului. În spectrele de absorbţie, atît ale cărbunilor cît şi ale extractelor lor, există bande caracteristice structurii aromatice, cum sînt bandele 435, 475, 1040, 1457, 1615 cm^{-1}, citînd numai dintre cele mai intense, şi bande caracteristice structurii aliciclice, cum sînt bandele din regiunea 3 μ. Prezenţa unora dintre aceste bande, precum şi intensitatea lor mare dovedesc structura policiclică şi existenţa inelelor aromatice condensate. Banda din regiunea 3,3 μ dovedeşte prezenţa legăturii OH. Sînt prezente, de asemenea, legături N—H, punţi de hidrogen, legături fenolice OH şi C—O, asociaţii moleculare C—O—C aromatice, de asemenea lanţuri scurte alifatice.

Aceste date, contribuie la elucidarea structurii chimice a cărbunilor din Valea Jiului.

O concluzie importantă o constituie, de asemenea, faptul diferențierii pe cale spectroscopică a cărbunilor aglutinanți de cei neaglutinanți din acest bazin, fie prin deosebirea structurii spectrelor cărbunilor în regiunea dintre 900 și 1 000 cm^{-1}, fie din aceea a spectrelor extractelor în regiunea dintre 700 și 800 cm^{-1}.

THE INFRARED SPECTRUM OF THE JIU VALLEY COALS

ABSTRACT

Investigations were carried out on the infrared spectrum of the Jiu Valley coals as well as on their extracts in chloroform, at the plasticizing temperature. Differences of the absorption bands are established between the caking and weakly-caking coals.

BIBLIOGRAFIE

1. I. BLUM, D. BÎRCĂ-GĂLĂTEANU, I. NISTOR, Revista de chimie, *11*, 613 (1958).
2. H. A. VAN VUCHT, B. J. RIETVELD, D. W. VAN KREVELEN, Fuel, *34*, 50 (1955).
3. D. BÎRCĂ-GĂLĂTEANU, Comunicările Acad. R.P.R., V, 339 (1955).
4. — Bull. Soc. Phys., **38**, 109 (1937).
5. J. LECOMTE, Journ. de Phys., **8**, 489 (1937).
6. G. HERZBERG, Molecular Spectra, New York, **II**, 365 (1959).
7. L. J. BELLAMY, *The Infrared Spectra of Complex Moleculas*. London, 1956.
8. W. DEN HERTOG, N. BERKOWITZ, Fuel, **38**, 399 (1959).
9. E. B. WILSON, Phys. Rev., **45**, 427 (1934).
10. I. BLUM, M. MARINESCU, Soc. Roum. Chim., **37**, 173 (1935).

STUDIUL ÎNSUȘIRILOR DE COCSIFICARE A CĂRBUNILOR DIN DIVERSE STRATE ALE BAZINULUI ANINA

DE

I. BLUM, C. SOROCEANU, FR. BARCA, G. BOGDAN, C. NOVAC și M. POPESCU

Problema obținerii unui cocs metalurgic la nivelul cerințelor actuale ale furnalelor de la Reșița, este strîns legată de calitatea materiei prime, cărbunii de la Anina. Faptul că Anina asigură astăzi 50% și va asigura și în viitor peste 50% din cantitatea de cărbune necesară cocseriei de la Reșița, arată că acest cărbune condiționează în cea mai mare măsură și calitatea cocsului obținut.

Caracteristicile cărbunilor livrați de „Preparația Anina", adică a amestecului de cărbuni din sectorul Anina și sectorul I și II Ponor, spălați împreună și livrați sub denumirea de *Anina special spălați* sînt însă destul de variabile. Dacă urmărim indicele de umflare și conținutul de materii volatile ale cărbunilor livrați de „Preparația Anina" Reșiței, în lunile ianuarie și februarie 1961, ale căror variații zilnice sînt prezentate în figura 1 putem observa inconstanța calitativă a acestor cărbuni.

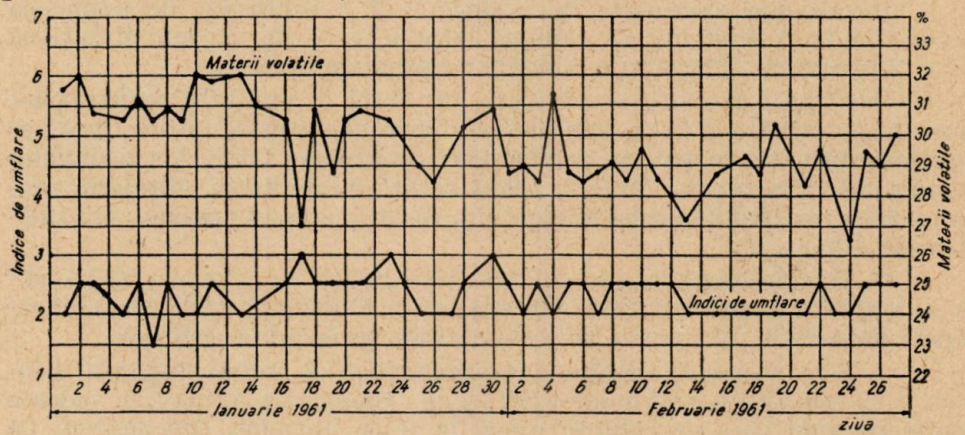


Fig. 1. — Variația conținutului de materii volatile și a indicilor de umflare la cărbunii livrați de „Preparația Anina", în lunile ianuarie și februarie 1961, Reșiței.

Variaţiile destul de mari, de la o zi la alta, ale însuşirilor de aglutinare şi ale conţinutului de materii volatile al cărbunilor livraţi de,, Preparaţia Anina" nu pot fi considerate decît o consecinţă a însuşirilor variabile ale cărbunilor din diverse strate ale acestui bazin, ce alimentează spălătoria Anina, deci determinată de neomogenitatea masei combustibile.

În tabela 1 se prezintă caracteristicile unor probe efectuate în cutii de 100 kg cu cărbuni livraţi de „Preparaţia Anina" (probe prelevate din diverse loturi).

Tabela 1

Însuşirile de cocsificare a unor probe prelevate din diverse loturi de cărbuni livraţi de „Preparaţia Anina"

Nr. crt.	Proba	Condiţii de cocsificare			Calitatea cocsului			
		Durata de cocsificare	Temperatura		Rezistenţa cocsului la toba Micum			
			Partea cocs	Partea maximă	M_I	M_{II}	M_{III}	M_{IV}
					> 40 mm	20–40 mm	10–20 mm	< 10 mm
		Ore	°C	°C	%	%	%	%
1	I	17^{35}	1370/1365	1365/1360	58,60	28,60	2,00	10,80
2	II	17^{35}	1370/1365	1365/1360	49,00	38,80	2,80	9,40
3	III	17^{45}	1360/1355	1365/1360	50,00	34,40	6,00	9,60
4	IV	17^{45}	1360/1355	1365/1360	54,80	32,00	2,00	11,20
5	V	18^{35}	1315/1310	1324/1317	62,00	27,00	2,30	8,20

Rezultatele a o serie de încercări efectuate la cocseria de la Reşiţa, pe cutii de 100 kg şi cuptoare — pentru stabilirea reţetelor favorabile de utilizare a cărbunilor livraţi de „Preparaţia Anina" în şarje sînt prezentate în tabelele 2 şi 3.

Rezultatele prezentate în tabelele 2 şi 3 confirmă, de asemenea existenţa unor diferenţe de calitate între loturile de cărbuni livraţi de la o zi la alta de „Preparaţia Anina", cocseriei de la Reşiţa.

Încercările pe cutii şi cuptoare, cu toată diversitatea rezistenţelor mecanice obţinute şi imposibilitatea stabilirii unei reţete optime, fapte ce sprijină afirmaţia de mai sus, privind variaţia zilnică a însuşirilor cărbunilor livraţi de „Preparaţia Anina", arată totuşi posibilitatea obţinerii unor cocsuri cu rezistenţă la toba Micum $M_{40} > 70\%$, ceea ce conduce la următoarele concluzii :

— Este necesară cercetarea cărbunilor livraţi de „Preparaţia Anina" şi în special a diverselor strate din sectoarele Anina şi Ponor, care alimentează preparaţia, din punct de vedere al însuşirilor de cocsificare.

— Este necesară cercetarea posibilităţilor de îmbunătăţire a însuşirilor de cocsificare a cărbunilor livraţi de „Preparaţia Anina", în vederea obţinerii unui cocs de calitate bună, în orice moment, concomitent cu utilizarea întregii cantităţi de cărbune disponibile din exploatarea tuturor sectoarelor din bazin.

a. CARACTERISTICILE ANALITICE ȘI ÎNCADRAREA ÎN CLASIFICAREA INTERNAȚIONALĂ A SORTURILOR DE CĂRBUNE OBȚINUTE LA „PREPARAȚIA ANINA" ȘI A UNOR STRATE CE SE EXPLOATEAZĂ DIN DIVERSE SECTOARE ALE ACESTUI BAZIN

Pentru lămurirea problemelor legate de însușirile de cocsificare a cărbunilor ce se exploatează din diverse sectoare ale bazinului Anina, s-au prelevat în trim. I 1961, atît probe din produsele preparației, cît și probe din diverse strate, asupra cărora s-au efectuat determinările prezentate în tabela 4 și figurile 2 și 3.

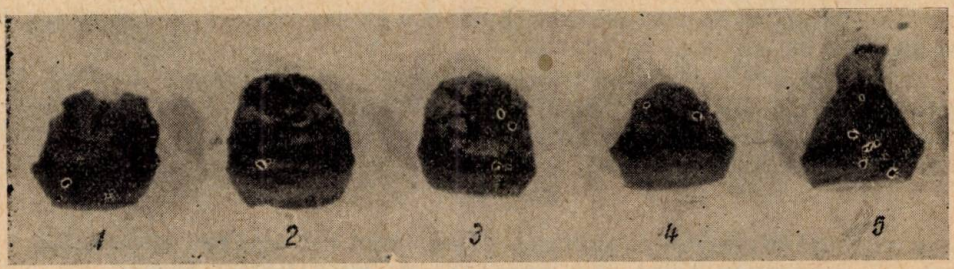


Fig. 2. — Indici de umflare a cărbunilor exploatați din sectorul Anina. 1. Anina probă cumulată. 2. — Anina strat 4. 3. — Anina strat 7 abataj 637. 4. Anina strat 7 abataj 631. 5. Anina zonă nouă.

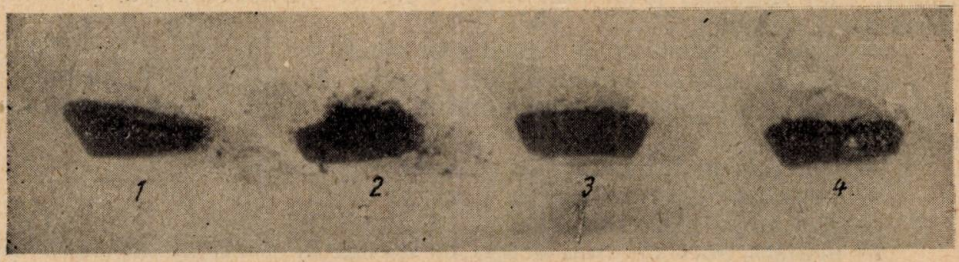


Fig. 3. — Indici de umflare a cărbunilor exploatați din sectorul I și II Ponor. 1. Ponor — probă cumulată a stratelor din sectorul I. 2. Ponor — strat 1. orizont 7 sud, abataj 432. 3. Ponor, probă cumulată a stratelor din sectorul II. 4. Ponor—strat 7, galeria 112, suitorul 517.

Din cercetarea tabelei și a figurilor rezultă următoarele :

— Există diferențieri în ceea ce privește conținutul de umiditate, materii volatile, compoziția elementară, între cărbunii exploatați din sectorul Anina și cărbunii exploatați din sectoarele I și II Ponor ;

— Conținutul de materii volatile ceva mai ridicat, conținutul de carbon mai scăzut, conținutul de oxigen mai ridicat al cărbunilor din sectoarele I și II Ponor, în raport cu cărbunii exploatați din sectorul Anina, sînt primii factori care indică o metamorfozare mai accentuată a acestora din urmă în raport cu primii ;

— Există şi variaţiuni ale însuşirilor chimico-tehnice şi tehnologice, chiar între stratele din cadrul aceluiaşi sector, variaţiuni mai puţin accentuate totuşi în raport cu cele dintre diversele sectoare ;

— Diferenţierile între cărbuni exploataţi în diverse strate, sectoare etc. ale bazinului Anina, sesizate analitic, se conturează şi mai bine prin încadrarea lor în calificarea internaţională ;

— Deşi din sectorul Anina se exploatează huile cu mare capacitate de aglutinare — huile din grupa comercială V_D (clasificarea internaţională) — totuşi „Preparaţia Anina" livrează în cele din urmă un amestec de cărbuni cu caracteristici de huilă mediu cocsificabilă din grupa VI_A ; aceasta se datoreşte cărbunilor exploataţi din sectoarele I şi II Ponor care au însuşiri slabe de cocsificare — huile din grupa VII — dar care se spală în amestec cu cărbunii de Anina ;

— Perioadele de plastificare delimitate de temperaturile citite cu ajutorul dilatometrului KBS, sînt noi factori ce pledează pentru o metamorfozare mai accentuată a cărbunilor din sectorul Anina în raport cu cei din sectoarele I şi II Ponor.

b. CERCETĂRI PRIVIND STRUCTURA CĂRBUNILOR DIN DIVERSE STRATE ALE BAZINULUI ANINA ŞI A PRODUSELOR „PREPARAŢIEI ANINA"

Pentru o mai profundă cunoaştere a cauzei diferenţierilor dintre însuşirile de cocsificare a cărbunilor din diverse sectoare ale bazinului Anina, s-au urmărit, prin mai multe metode, particularităţile probelor colectate şi anume :

— variaţia cantităţii de extract în cloroform la rece şi la diverse temperaturi, ce constituie după o serie de cercetători [2], [3, 4] un indice valoros în stabilirea gradului de metamorfozare şi a însuşirilor de cocsificare a huilelor ;

— spectrele în infraroşu ale cărbunilor şi extractelor ;

— separatele gravimetrice ;

— studiul petrografic etc.,

În această notă ne vom ocupa în special de variaţia cantităţii de extract în raport cu temperatura, celelalte aspecte studiate făcînd obiectul unor note următoare.

Pentru studiul extractelor s-au efectuat extracţii în cloroform, atît asupra probelor de cărbune ca atare, cît şi asupra unor probe de cărbune preîncălzit la diverse temperaturi. Preîncălzirea cărbunilor în vederea extracţiei s-a făcut conform prescripţiunilor din literatură în instalaţia prezentată în figura 4.

Pentru preîncălzire s-au introdus într-o eprubetă de cuarţ 10 grame cărbune uscat. Eprubeta cu cărbune a fost introdusă apoi în baia de săruri încălzită la temperatura dorită iar după trecerea a 45 minute (încălzire rapidă) a fost răcită brusc prin introducerea eprubetei în apă rece. În tot timpul încălzirii cărbunele a fost menţinut sub atmosferă de azot. Cărbunele astfel preparat a fost extras în extractoare de tip Soxhlet. Extractul obţinut a fost urmărit atît cantitativ, cît şi calitativ.

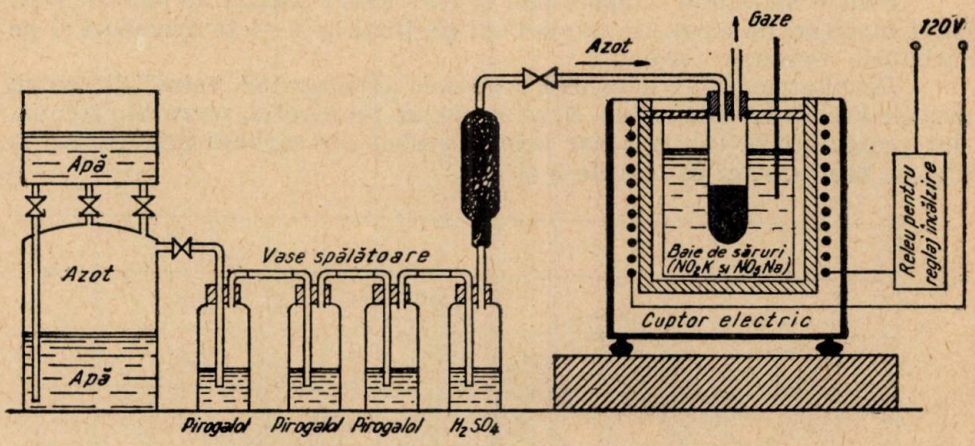


Fig. 4. — Instalație de pretratament termic al probelor de cărbuni.

Tabela 5

Cantitățile de extract cu cloroform obținute din cărbuni din bazinul Anina fără tratament termic prealabil

Nr. crt.	Sortul	Cantitatea de extract raportată la masa combustibilă %
1	Anina — spălat — 0 — 30 mm	1,06
2	Anina — spălat — 0 —8 mm	0,86
3	Anina — spălat — 8 — 30 mm	1,17
4	Anina — flotat	0,97
5	Anina — probă cumulată pe întregul sector	1,02
6	Anina — strat 4 — probă medie	0,76
7	Anina — strat 7 — orizontul 7—8 abataj 637	0,84
8	Anina — strat 7 — orizontul 6—7 abataj 601	0,90
9	Anina zonă nouă	1,24
10	Anina — stratul 5	0,96
11	Ponor — probă cumulată a stratelor din sectorul I	1,07
12	Ponor — strat 1 orizontul 7 sub abataj 432	1,83
13	Ponor — strat 1 orizontul 7 Nord 631	0,80
14	Ponor — strat 7 orizontul 5—6 abataj 603 Nord	0,94
15	Ponor — probă cumulată a stratelor exploatate din sectorul II	1,38
16	Ponor — strat 7 galeria 112 suitorul 517	1,36
17	Ponor — strat 3 orizontul 2—3 abataj 603	0,89
18	Ponor — strat 2 profundarea 256	0,94
19	Ponor — strat 2 abataj 602	1,13

Pentru stabilirea temperaturii la care avem maxim de extract s-au făcut încercări de extracţie pe cărbuni încălziţi la 3—4 temperaturi şi pe cărbunele netratat termic.

Rezultatele obţinute pentru produsele „Preparaţiei Anina" şi pentru probele prelevate din stratele ce alimentează preparaţia, netratate termic, sînt prezentate în tabela 5, iar pentru probele de cărbuni preîncălzite la diverse temperaturi în figurile 5 şi 6.

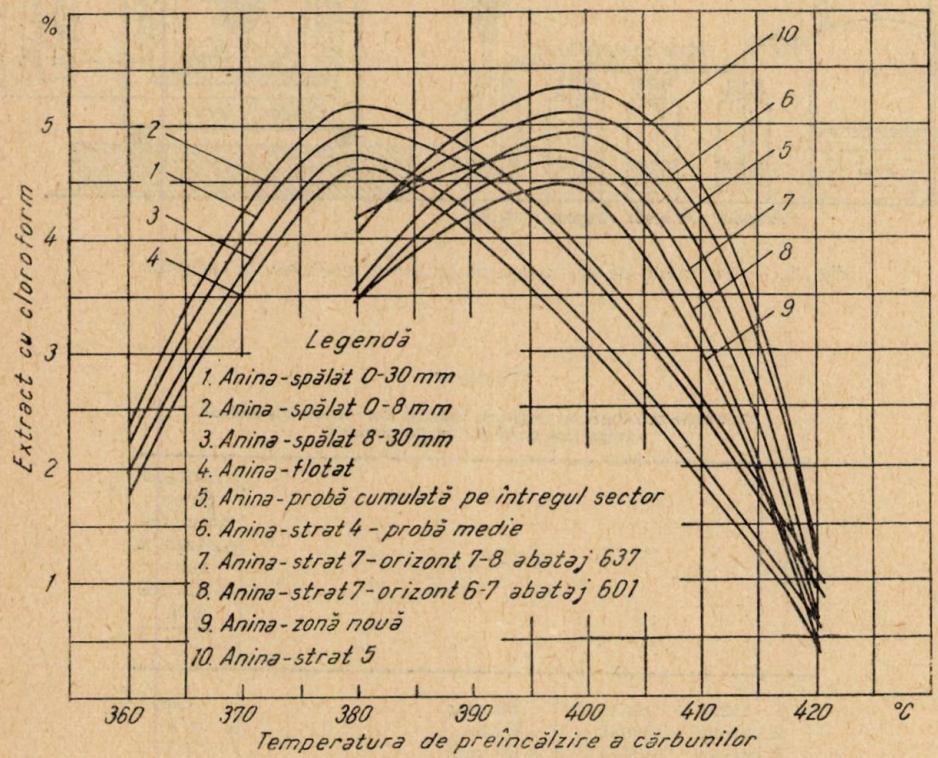


Fig. 5. — Variaţia cantităţii de extract cu temperatura de preîncălzire la produsele „Preparaţiei Anina" şi cărbunii exploataţi din sectorul Anina.

Din cercetarea tabelelor şi a figurilor rezultă următoarele :

— cantităţile de extract obţinute din cărbuni iniţiali sînt de ordinul a circa 1%, atît pentru cărbuni din sectorul Anina, cît şi pentru cei din sectorul I şi II Ponor ;

— cantităţile de extract rezultate prin tratament termic prealabil al cărbunilor apar diferenţiate. Cantităţile maxime de extract se obţin în cazul cărbunilor din sectorul I şi II Ponor, la 380°C, iar în cazul cărbunilor din sectorul Anina la 400°C ;

— cantităţile maxime de extract sînt ceva mai mici pentru cărbunii din sectorul I şi II Ponor în raport cu cele obţinute din cărbunii exploataţi din sectorul Anina.

Cele de mai sus ne îndreptățesc să afirmăm că :

— cărbunii exploatați atît din sectorul Anina, cît și din sectorul I și II Ponor, dînd maxim de extract cu cloroform la 380—400°C corespund unor cărbuni cu însușiri de plastificare ;

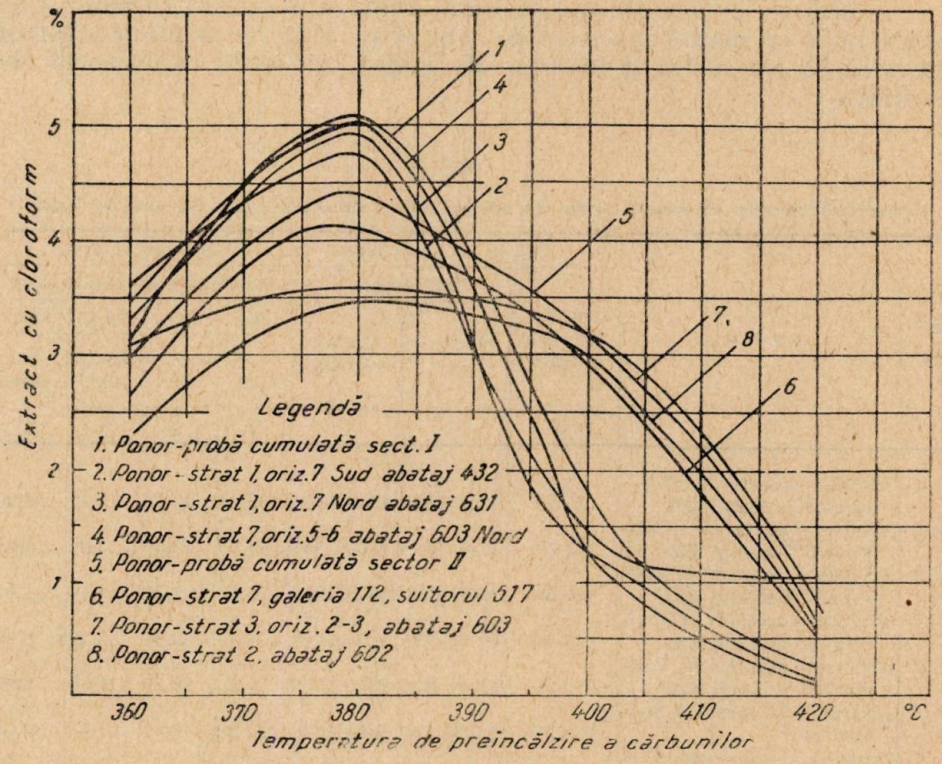


Fig. 6. — Variația cantității de extract cu temperatura de preîncălzire la cărbunii exploatați din sectoarele I și II Ponor.

— maximul de extract ceva mai mic ca valoare, obținut la o temperatură mai joasă pentru cărbunii din sectorul I și II Ponor, în raport cu cărbunii din sectorul Anina, indică o metamorfozare mai puțin accentuată a primilor.

c. STUDIUL CALITĂȚII COCSURILOR OBȚINUTE DIN PROBE DE CĂRBUNI DIN DIVERSE STRATE ALE BAZINULUI ANINA

Pentru o completă caracterizare a însușirilor de cocsificare a acestor cărbuni s-au efectuat și probe în cutii de 100 kg înfurnate în cuptoarele industriale. Rezultatele obținute și aspectul cocsurilor sînt prezentate în tabela 6 și figurile 7, 8, 9, 10.

Din cercetarea tabelei 6 şi figurilor 7—10, rezultă următoarele :

— există diferenţe între calitatea cocsului obţinut din cărbunii exploataţi din sectorul Anina şi cei din cărbunii exploataţi din sectorul I şi II Ponor. Cocsul obţinut din cărbunii de Ponor este mai puţin rezistent ;

— stratele exploatate din sectorul Anina dau cocsuri caracteristice pentru huile cu mare capacitate de aglutinare. Este de menţionat totuşi faptul că se pot sesiza şi între aceste strate, diferenţe în însuşirile de cocsificare ;

Tabela 6

Caracteristicile mecanice ale cocsului obţinut din probe de cărbuni din diverse strate ale bazinului Anina

Nr. crt.	Sortul	Condiţii de cocsificare			Calitatea cocsului			
		Durata de cocsificare	Temperatura		Rezistenţa la toba Micum			
			Partea cocs	Partea masină	M_I	M_{II}	M_{III}	M_{IV}
					> 40 mm	20—40 mm	10—20 mm	< 10 mm
		Ore	°C	°C	%	%	%	%
1	ANINA — sector I Est — stratul 7- abataj 601	17h 30′	1350/1340	1350/1360	65,00	23,60	2,20	9,20
2	ANINA — sectorul I Est-stratul 7-abataj 650	16h 40′	1340/1340	1360/1360	64,00	20,00	2,00	14,00
3	ANINA — sectorul II Vest-stratul 7-abataj 637	16h 50′	1370/1370	1370/1370	71,00	5,80	1,40	21,00
4	ANINA — sectorul II Vest-stratul 8-abataj 630	16h 40′	1370/1370	1380/1370	71,30	20,20	2,20	6,40
5	ANINA — sectorul II Vest-stratul 8-abataj 622	17h 35′	1340/1350	1350/1340	70,80	20,80	1,80	6,60
6	ANINA — sectorul III Sud-stratul 7	17h 25′	1350/1340	1360/1360	75,20	1,80	1,00	22,00
7	PONOR — Sectorul I — stratul 7	16h 25′	1360/1360	1380/1370	44,60	4,20	1,80	49,40
8	PONOR — sectorul I — stratul 1	16h 25′	1350/1340	1360/1350	36,00	1,80	1,40	60,80
9	PONOR — stratul 2 — puţul 5	16h 25′	1370/1360	1380/1370	28,00	10,45	3,11	58,44
10	PONOR — sectorul I — stratul 1	18h 25′	1350/1340	1360/1350	55,00	3,20	1,20	40,60
11	PONOR — sectorul I — stratul 1	16h 25′	1370/1370	1370/1380	36,00	1,80	1,40	60,80

— cărbunii din sectorul I şi II Ponor diferă şi ei în însuşirile lor pe strate, şi sînt mult diferiţi în raport cu cărbunii din sectorul Anina, caracterizîndu-se ca nişte huile slab cocsificabile.

Informativ, menţionăm că lungirea perioadei de cocsificare poate aduce o îmbunătăţire a calităţii cocsului obţinut din cărbunii exploataţi din sectorul I şi II Ponor, fără însă ca aceasta să ducă la obţinerea unui cocs de calitate, din aceşti cărbuni.

Fig. 7. — Cocs din cărbuni de Anina — sector II vest, strat 8, abataj 630.

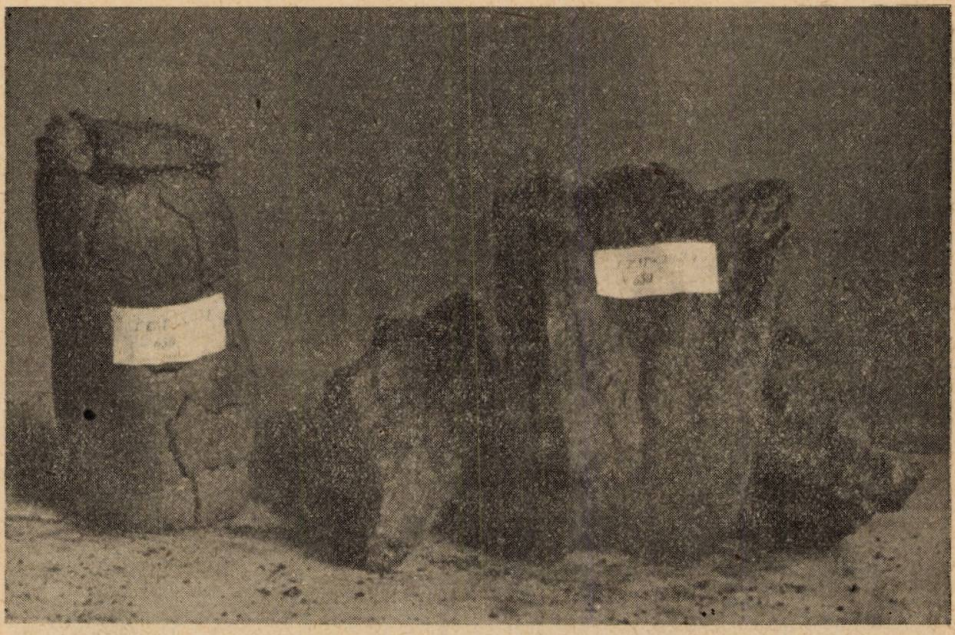


Fig. 8. — Cocs din cărbuni de Anina — sector I est, strat 7, abataj 650.

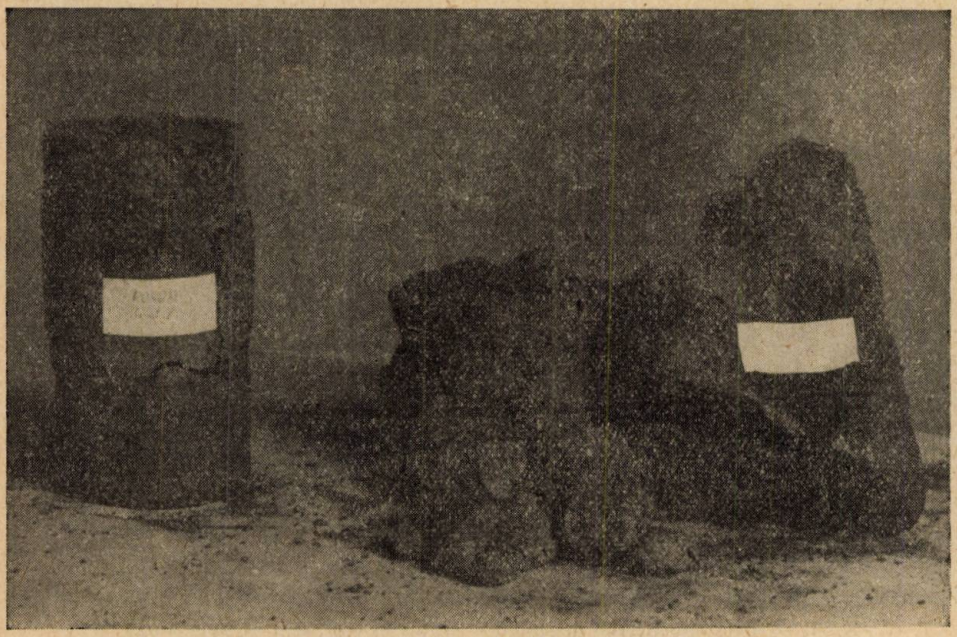


Fig. 9. — Cocs din cărbuni de Ponor — sector I, strat 7.

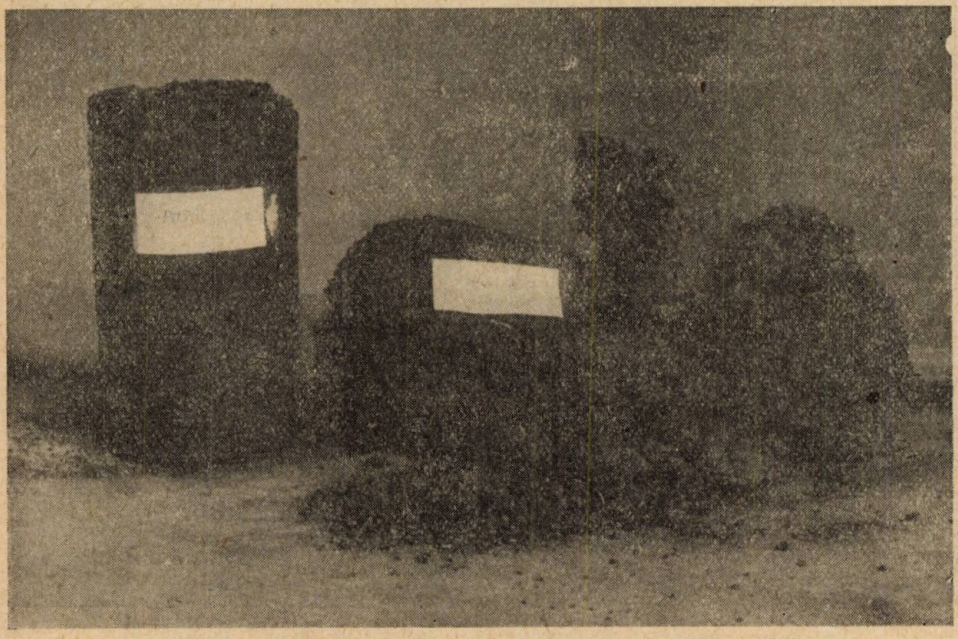


Fig. 10. — Cocs din cărbuni de Ponor — sector II, puțul 5.

d. STUDIUL POSIBILITĂȚILOR DE OBȚINERE A UNUI COCS DE CALITATE DIN CĂRBUNII LIVRAȚI DE „PREPARAȚIA ANINA" ÎN CONDIȚIILE COCSERIEI DE LA REȘIȚA

Diferențele de însușiri existente între cărbunii livrați de „Preparația Anina", datorită capacității de cocsificare diferite a cărbunilor cu care este alimentată (cărbuni din sectorul Anina și sectorul I și II Ponor), îngreuiază foarte mult stabilirea unor rețete optime la cocseria de la Reșița, rețete care să asigure un cocs de foarte bună calitate.

Cantitățile destul de mari de cărbuni de Ponor existente în producția „Preparației Anina", fac, după cum am văzut, ca rezistența cocsului obținut exclusiv din amestecul de cărbuni de Anina și Ponor, cunoscut sub denumirea de *Anina special spălat* să fie sub limita cerută pentru obținerea unui cocs de calitate, fapt care justifica necesitatea îmbunătățirii calitative a acestor cărbuni cu adaus de huile cu mare capacitate de aglutinare indigene sau de import.

În scopul cunoașterii comportării, în procesul de cocsificare a cărbunilor livrați de „Preparația Anina", în amestec cu huile indigene și străine cu mare capacitate de cocsificare, s-au efectuat o serie de rețete în cutii de 20 kg înfurnate în cuptoarele industriale, în care :

— procentul de cărbuni livrați de „Preparația Anina" a variat între 50—65%, cifre ce rezultă din posibilitățile de acoperire a necesităților Reșiței în viitorii ani cu acești cărbuni ;

— procentul de huile indigene cu mare capacitate de aglutinare (Secul și Cozla) — a fost introdus constant 12%, deoarece cantitățile livrate sînt destul de mici și nu pot acoperi împreună decît 12% din necesitățile de cărbune ale cocseriei de la Reșița ;

— cantitățile de cărbuni de import au fost variate între 10 și 20%, cantități acceptabile în condițiile actuale și pentru viitorii ani în țara noastră.

Rezultatele încercărilor efectuate pe cutii de 20 kg pentru cunoașterea posibilităților de cocsificare a cărbunilor livrați de „Preparația Anina" în amestec cu alte huile indigene și străine sînt prezentate în tabela 7 și figurile 11, 12.

Stabilirea calității cocsului obținut s-a făcut prin aspect și rezistență la toba Nedelmann, rezistență cu totul orientativă.

Din probele efectuate s-au ales rețetele care au dat cele mai bune rezistențe și cu aspect corespunzător, care s-au verificat apoi la o scară mai mare pe cutii de 100 kg.

În tabela 8 și figurile 13, 14, sînt prezentate rezultatele rezistențelor obținute cu cîteva din aceste rețete înfurnate în cutii de 100 kg în cuptoarele industriale.

Din cercetarea tabelelor și figurilor rezultă următoarele :

— este necesară adăugarea unor huile cu mare capacitate de aglutinare în rețetele de cocsificare pentru obținerea unui cocs de calitate din cărbunii livrați de „Preparația Anina" ;

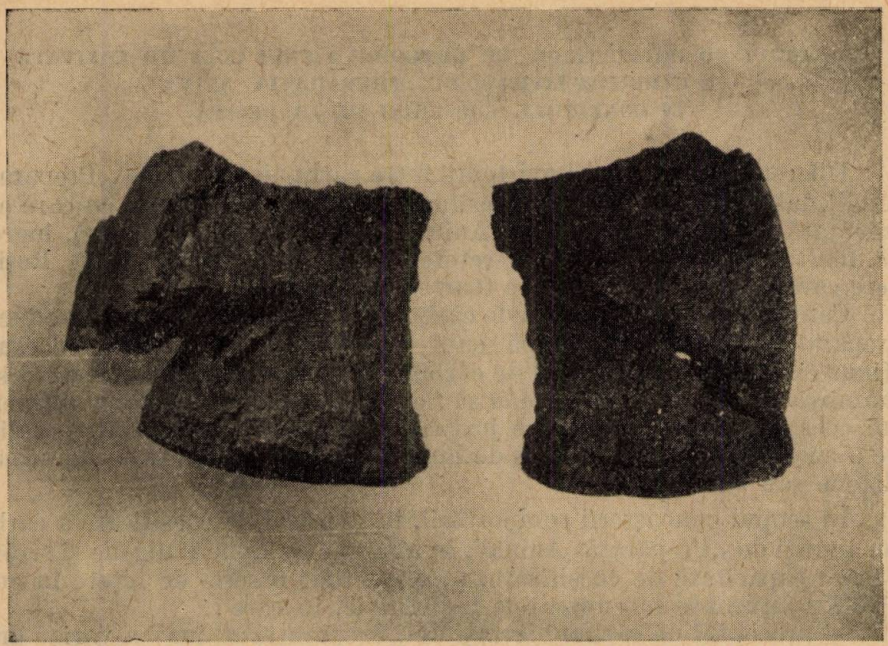


Fig. 11.—Cocs obținut din rețeta : Anina spălat 50 %, Secul 6 %, Cozla 6 %, Lupeni 30 %, semicocs 8 %.

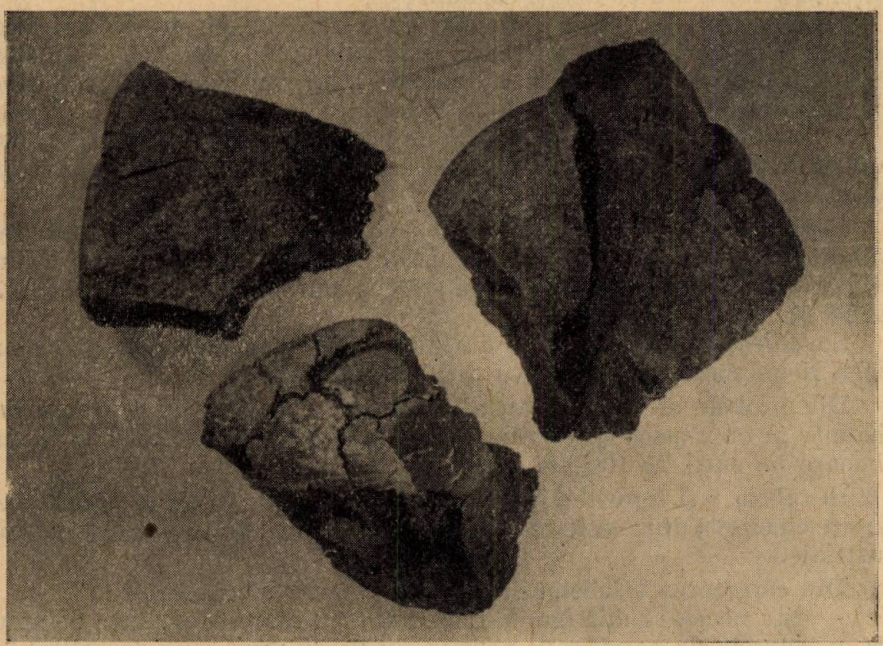


Fig. 12. -- Cocs obținut din rețeta : Anina spălat 60 %, Secul 6 %, Cozla 6 %, Karolina 15 %, Lupeni 7 %, semicocs 6 %.

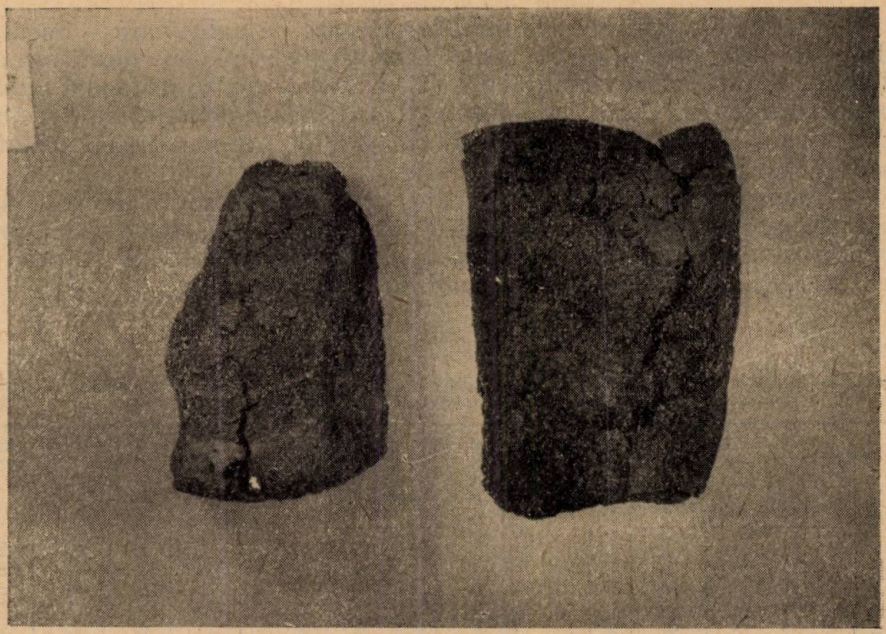


Fig. 13. — Cocs obţinut din reţeta: Anina spălat 60%, Secul 6%, Cozla 6%, Karolina 10%, Lupeni 10%, semicocs 8%.

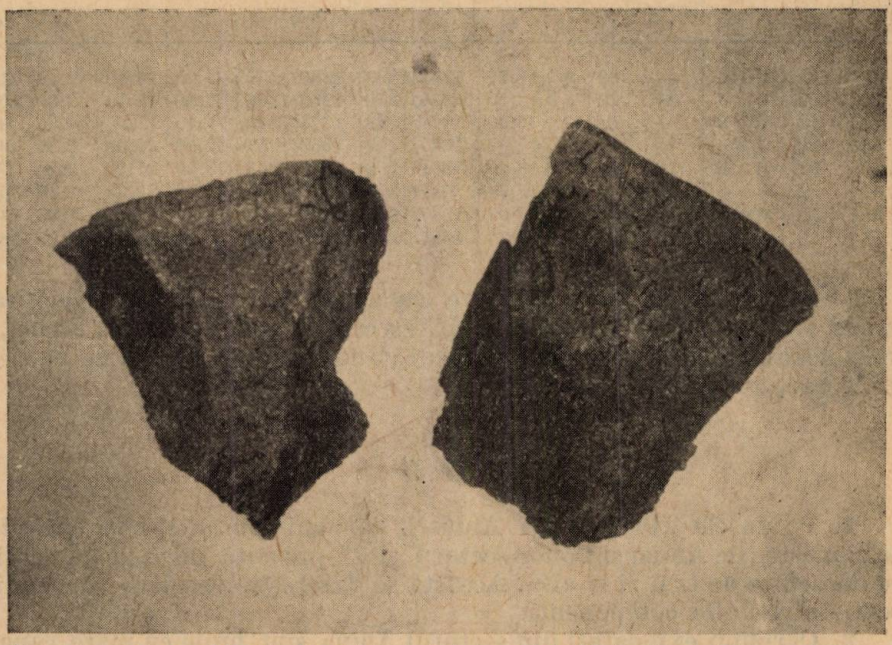


Fig. 14. — Cocs obţinut din reţeta: Anina spălat 65%, Secul 6%, Cozla 6%, Lupeni 19%, semicocs 4%.

— cu huilele indigene cu mare capacitate de aglutinare — Secul şi Cozla — se poate obţine o corectare a însuşirilor actuale de cocsificare ale cărbunilor livraţi sub denumirea de *Anina special spălaţi*; adaosul minim de amestec Secul şi Cozla, huile cu mare capacitate de aglutinare, reprezintă cel puţin 24% din cantitatea de cărbune de „Anina special spălat", introdusă în şarjă;

— adaosuri de huile cu mare capacitate de aglutinare indigene sau import în proporţie de 24—50% din cantitatea de cărbune de Anina, asigură posibilitatea obţinerii unui cocs de calitate din aceşti cărbuni, la nivelul cerinţelor actuale ale furnalelor de Reşiţa.

Tabela 8

Caracteristicile mecanice ale cocsului obţinut din cărbunii livraţi de „Preparaţia Anina" în amestec cu cărbuni indigeni şi de import. Probe în cutii de 100 kg înfurnate în cuptoarele de la Reşiţa

Nr. crt.	Reţeta							Condiţii de cocsificare			Rezistenţa la toba Micum			
	Anina special spălat	Huile cu mare capacitate de aglutinare				Lupeni	Semicocs	Durata	Temperatura		$M_I > 40$ mm	M_{II} 20—40 mm	M_{III} 10—20 mm	$M_{IV} < 10$ mm
		Total	Cozla	Secul	Karolina CSR				Partea cocs	Partea maşină				
	%	%	%	%	%	%	%	%	°C	°C	%	%	%	%
1	50	12	6	6	—	32	6	17,25	1353/1303	1383/1353	61,60	24,40	2,40	11,60
2	50	22	6	6	10	22	6	18,40	1330/1350	1383/1366	67,80	19,60	2,00	10,60
3	60	12	6	6	—	24	4	18,00	1370/1373	1374/1363	71,40	17,00	1,80	9,80
4	65	26	6	6	15	—	6	17,07	1347/1357	1363/1367	62,00	26,00	2,20	9,80
5	60	22	6	6	10	10	8	18,00	1357/1363	1370/1363	70,00	21,10	2,25	9,80
6	60	32	6	6	20	0	8	17,00	1357/1350	1370/1360	64,00	20,24	2,10	6,65
7	65	12	6	6	0	19	4	17,07	1347/1357	1363/1367	72,00	18,44	1,45	13,65
8	55	12	6	6	0	20	4	18,35	1367/1363	1340/1335	67,55	20,44	2,25	8,11

— adaosurile de huile cu mare capacitate de aglutinare specificate mai sus, sînt numai pentru îmbunătăţirea calităţii cărbunilor de Anina, în cazul folosirii în şarjă şi a altor cărbuni cu însuşiri de cocsificare necorespunzătoare, adaosurile cresc.

CONCLUZII

1. Produsele „Preparaţiei Anina", cărbuni *Anina special spălaţi* — adică amestec de Anina şi Ponor sector I şi II prezintă însuşiri de cocsificare deosebite de la o zi la alta. Aceasta se datoreşte însuşirilor de cocsificare ale cărbunilor componenţi.

2. Cărbunii exploataţi din sectorul Anina sînt huile cu mare capacitate de aglutinare, iar cei din sectoarele I şi II Ponor, huile slab aglutinate.

3. Diferențele între însușirile chimico-tehnice ale cărbunilor exploatați din diverse sectoare ale bazinului se datoresc unei metamorfozări mai puțin accentuate a cărbunilor din sectoarele I și II Ponor, în raport cu cei din sectorul Anina.

4. Dacă în trecut se considera Anina ca o huilă clasică de cocs, astăzi se poate vedea aici, ca și în Valea Jiului, existența unor huile cu grad de metamorfozare mai înaintat, alături de huile mai puțin metamorfozate, cu cauze nelămurite încă.

5. Amestecul de cărbuni Anina și Ponor livrați de „Preparația Anina" sub denumirea de *Anina special spălați*, datorită conținutului de cărbuni de Ponor, este o huilă medie și uneori slab cocsificabilă ce necesită corectarea însușirilor de cocsificare.

6. Este posibilă obținerea unor cocsuri de calitate superioară din acești cărbuni în cazul cînd se corectează însușirile lor de cocsificare cu huile indigene și de import cu mare capacitate de aglutinare. Cantitatea necesară de astfel de huile este de minim 24% din cantitatea de cărbuni de *Anina special spălați*. În aceste condiții atît cărbunii din sectorul Anina, cît și cărbunii din sectorul Ponor, prin însușirile lor, pot fi folosiți în totalitate în industria cocso-chimică.

7. Constanța proporției cărbunilor din sectorul Anina și din sectorul I și II Ponor în amestecul livrat de „Preparația Anina" este o condiție esențială pentru asigurarea în timp a unei omogenități a calității cocsului.

8. Este cazul a se studia posibilitatea spălării și livrării separate a cărbunilor din sectorul I și II Ponor, fapt care ar ușura mult condițiile de lucru în cocserie și ar da posibilitatea obținerii unui cocs de calitate bună și constantă cu folosirea integrală a acestor cărbuni.

STUDY OF THE COKING QUALITIES OF THE COAL FROM VARIOUS LAYERS OF THE ANINA DEPOSIT

ABSTRACT

The paper justifies the necessity of investigating the coking qualities of coals in the Anina deposit; it exposes the analytical characteristics and the place within the international classification of the coal sorts obtained at the "Anina Preparation" and of some layers under exploitation at different sectors of this deposit.

The analytical characteristics are also completed by a series of coking samples of coals out of various layers of the Anina deposit performed in 100 kg boxes blasted in industrial ovens.

The paper shows that the lack of homogeneity of the coals delivered by the „Anina Preparation" is due precisely to the various qualities of the coals from the Anina sector, as compared to those in the Ponor sectors I and II, coals that feed this preparation.

The possibility is then studied of obtaining a high quality coke from the coals supplied by "Anina Preparation" under the conditions at Reşiţa and the factors liable to lead to an improvement in the quality of this coke are pointed out.

BIBLIOGRAFIE

1. I. BLUM şi colaboratori, *Atlasul resurselor termoenergetice ale R.P.R.* (sub tipar).
2. I. NISTOR, *Elemente caracteristice de cocsificare ale unor huile romîneşti.* Dizertaţie. Biblioteca Institutului politehnic, Bucureşti, 1957.
3. R. S. ILLINGWORTH, J. Soc. Chem. Ind., 39 (1920).
4. I. G. C. DRYDEN & S. K. PANKHURST. Fuel, 363 (1955).

OBȚINEREA COCSULUI METALURGIC CU CONȚINUT REDUS DE SULF ȘI REZISTENȚA MECANICĂ SUPERIOARĂ DIN HUILE DE GAZ ȘI VAR

Cercetări în fază pilot

DE

ION EPURE

Într-o comunicare anterioară [1] au fost prezentate unele rezultate, obținute în cercetările noastre de laborator, în legătură cu desulfurarea cocsului metalurgic.

În lucrarea de față se expun încercările de desulfurare, în fază pilot, a unui cocs mai apropiat ca însușiri de cel industrial.

Cocsul asupra căruia au fost efectuate încercările de desulfurare a fost preparat din huile de Valea Jiului din R.P.R., în amestec cu huile din import. Huilele de Valea Jiului fiind huile de gaz (cifra de cod 621—623; 41—43 %V^{mc}) este necesar să li se adauge la cocsificare 16—18 % semicocs [2], în vederea degresării. Adausul de semicocs îmbunătățește sensibil rezistența mecanică a acestui cocs, în special în ceea ce privește fracțiunea M_{40}. Cu toate acestea, rezistența mecanică a cocsului metalurgic obținut din cărbuni de Valea Jiului și semicocs este mediocră și cocsul respectiv nu poate fi utilizat cu succes la furnalele moderne de mare capacitate.

În vederea obținerii unui cocs metalurgic corespunzător, la uzina cocsochimică Hunedoara se lucrează cu o șarjă formată din: 55—60 % huile de Valea Jiului, 30—35 % huile din import și 8—12 % semicocs de fluidizare. Rezistența mecanică a cocsului obținut cu această șarjă este satisfăcătoare ($M_{40} = 65 - 68$, $M_{10} = 10 - 11$).

Introducerea semicocsului în șarja de cocsificare este, în general, apreciată favorabil, deoarece face posibilă întrebuințarea unei oarecare cantități de cărbuni slab aglutinanți la fabricarea cocsului metalurgic.

Din punct de vedere economic însă, dat fiind prețul său ridicat, semicocsul mărește prețul de cost al cocsului.

Adausul de huile din import, necesar ameliorării rezistenței mecanice, conduce și la scăderea conținutului de sulf din cocs de la 2,80—3,00% la 2,30—2,50%, ceea ce este foarte important la un conținut atît de ridicat de sulf.

În încercările ce formează obiectul prezentei note în vederea creării posibilității de desulfurare a cocsului [1], [3], [4], [5], [6] amestecului de huile din șarja de cocsificare i s-a adăugat oxid de calciu. Deoarece oxidul de calciu, în cazul cocsificării huilelor de gaz îndeplinește cu succes rolul de degresant [1], [3] semicocsul a fost eliminat complet din șarjă.

Desulfurarea a fost efectuată prin procedeul uscării la presiune [1] bazat pe descompunerea de către apă a sulfurii de calciu conținute în cocs.

În literatura de specialitate se pot găsi numeroase încercări de desulfurare a cocsului cu apă și aburi. Astfel J. K. Ghosh și E. R. Brewer [4] au desulfurat cocsul obținut din cărbuni indieni de Ledo și oxid de calciu prin spălare cu apă fierbinte. M. Roy [5] a procedat în același fel. Kudera [6] a încercat desulfurarea cocsului incandescent preparat cu adaus de oxid de calciu prin tratarea cu vapori de apă și CO_2. Pe lîngă efectul desulfurant, el a înregistrat, din cauza temperaturii ridicate la care a lucrat, și arderea pronunțată a cocsului.

Din experimentările anterioare, efectuate în fază de laborator [1] s-a constatat că desulfurarea cocsului obținut dintr-un amestec de huile și oxid de calciu, poate fi realizată în bune condiții la temperatură relativ scăzută (150—200°C), fie cu ajutorul aburului, fie prin uscarea la presiune. De asemenea a reieșit clar din acele lucrări importanța presiunii pentru descompunerea sulfurii de calciu din cocs. Temperatura de desulfurare fiind coborîtă, este eliminată posibilitatea reacționării carbonului cu apa. Acest fapt este important deoarece se evită pierderile de cocs, precum și diminuarea rezistenței mecanice ce le însoțește.

PREPARAREA COCSULUI

Pentru încercări s-au folosit următoarele materii prime :

Huilă LUV (amestec de cărbuni din minele Lupeni, Uricani și Vulcan)
Huilă Cozla
Huilă Armada, Huilă Vitezny } R.S.C.
Huilă K, Huilă P.J. } U.R.S.S.
Oxid de calciu tehnic (CaO = 93,8%).
Semicocs PALV — pentru probele de referință.
În tabela 1 sînt date analizele huilelor și a semicocsului din șarjă.

Tabela 1

Analizele huilelor și a semicocsului

Specificația	Umiditate *) W^a %	Cenușă (A^{anh}) %	Materii volatile ($V^{m.c.}$) %	Sulf total (S_t^{anh}) %
L U V	1,91	10,22	43,30	3,08
Cozla	0,62	12,22	36,51	3,60
Vitezny	0,70	10,68	20,14	1,08
Armada	1,37	9,73	32,67	0,95
K	1,22	8,60	22,88	2,42
P.J.	0,88	7,92	26,44	2,50
Semicocs	3,30	17,92	19,50	2,84

Proporția diverselor componente în șarja de cocsificare a fost următoarea :

	%
LUV	57—59
Cozla	1,0
Armada	13,2
Vitezny	8,8
K	7,2
P.J.	4,8
CaO	6—8
Semicocs	8 (pentru probele de referință)

Amestecul de huile (fără CaO) a avut următoarea analiză imediată :

	%
umiditate* (W^a)	1,60
Cenușă (A^{anh})	9,96
Materii volatile (V^{mc})	37,06
Sulf total (S_t^{anh})	2,51

Cu toate că scopul principal al acestor încercări a fost desulfurarea cocsului, totuși s-a avut în vedere să se obțină concomitent, în măsura posibilității, și ameliorarea rezistenței sale mecanice. Acest din urmă obiectiv s-a căutat a se realiza și printr-o măcinare adecvată a diverșilor componenți ai șarjei.

În primele încercări huilele din șarje au fost măcinate toate la aceeași granulație și anume la 4 ;3 și 2 mm. Constatîndu-se că pe această cale nu se poate obține cocs cu bună rezistență mecanică, în special în ceea ce privește indicele M_{10}, huilele LUV au fost măcinate la 3 mm, iar restul huilelor la 2 mm. Procedînd în acest fel rezistența mecanică a cocsului s-a ameliorat sensibil atît în ceea ce privește fracțiunile mari — M_{40} — cît și în ceea ce privește praful — M_{10}.

Oxidul de calciu a fost măcinat la 0,4 mm, iar semicocsul pentru probele de referință la 1 mm.

*) Proba pentru analiză.

În tabela 2 sînt date analizele granulometrice ale unor şarje de cocsificare conţinînd CaO.

Tabela 2

Analizele granulometrice ale cîtorva şarje de cocsificare conţinînd 7% CaO

Proba / mm	8 %	11 %	23 %	28 %	29 %
<0,25	37,3	39,3	36,1	38,1	37,5
0,25—0,50	15,5	14,6	16,6	14,5	16,6
0,50—0,75	13,2	12,8	12,5	12,2	11,6
0,75—1,00	11,3	11,0	11,0	10,2	9,9
1,00—1,50	14,2	13,0	13,7	13,3	13,3
1,50—2,00	5,0	4,6	5,7	6,8	5,3
2,00—2,50	2,0	2,7	2,4	2,6	2,5
>2,50	2,5	2,0	2,0	2,3	3,0

Şarjele de cocs, după ce li s-a adăugat apă pînă la un conţinut de umiditate de 12%, au fost omogenizate şi apoi comprimate în cutii paralelipipedice de următoarele dimensiuni : 750/400/350. Apoi au fost cocsificate, împreună cu piloţii de cocs, timp de 18—20 ore, în cuptoarele cocseriei Reşiţa. După scoaterea din cuptoare probele de cocs au fost stinse cu apă.

DESULFURAREA COCSULUI

Din lucrările anterioare [1], [3] s-au tras unele concluzii importante referitoare la cocsul cu oxid de calciu şi la desulfurarea acestui cocs [1].

— La cocsificarea huilelor, în amestec cu 6—10% oxid de calciu, cea mai mare parte a sulfului este reţinut în cocs (86—90%) şi numai o mică parte (10—14%) se elimină cu volatilele.

— Cocsul cu oxid de calciu are un conţinut sensibil mai mic de sulf organic decît cocsul obişnuit, formarea acestuia fiind inhibată în timpul cocsificării de prezenţa varului.

— În cocsul cu var predomină sulful sulfură (cca. 72%) din care majoritatea este sulfură de calciu.

— Cu toate că cocsul cu adaus de var are un conţinut de sulf total mai ridicat decît cocsul obişnuit, datorită fixării sulfului de către oxidul de calciu, el poate fi mai uşor desulfurat.

— Desulfurarea cocsului, bazată pe descompunerea sulfurii de calciu, poate fi realizată atît cu ajutorul aburului cît şi prin procedeul uscării la presiune. Al doilea procedeu se poate realiza la temperaturi şi presiuni mai mici.

Uscarea la presiune prezintă o serie de avantaje pentru care a fost aleasă la încercările pilot.

— Prin eliminarea continuă a H_2S din porii cocsului pe măsura apariţiei sale, echilibrul reacţiei de descompunere a sulfurii de calciu de către apă este deplasat în favoarea acestui produs.

— Se realizează o descompunere avansată a sulfurii de calciu din bucățile de cocs de orice mărime pe toată adîncimea lor.

— Necesită temperaturi și presiuni de lucru mici (150°C și 5 kg/cm²).

— Poate fi efectuată cu orice sursă de căldură reziduală, cum ar fi gaze ce rezultă din procesele siderurgice cu căldură sensibil ridicată, gaz de furnal etc.

Uscarea la presiune a fost efectuată într-o autoclavă de circa 300 l capacitate ⌀ 600 mm prevăzută cu serpentină interioară de încălzire. Ca agent de încălzire s-a utilizat aburul saturat de 220—260°C.

S-au variat următorii parametri : granulația cărbunilor, conținutul de oxid de calciu, presiunea de desulfurare, umiditatea cocsului supus desulfurării, durata de desulfurare.

REZULTATE OBȚINUTE

Probele de cocs au fost analizate determinîndu-se prin metoda Eschka sulful total. De asemenea, la toate probele s-a determinat rezistența mecanică cu ajutorul tobei Micum. La o serie de probe a fost determinată compoziția granulometrică a cocsului desulfurat în ceea ce privește granulația mai mică de 40 mm.

Rezultatele obținute sînt consemnate în tabelele 3 și 4 precum și în figurile 2, 3, 4.

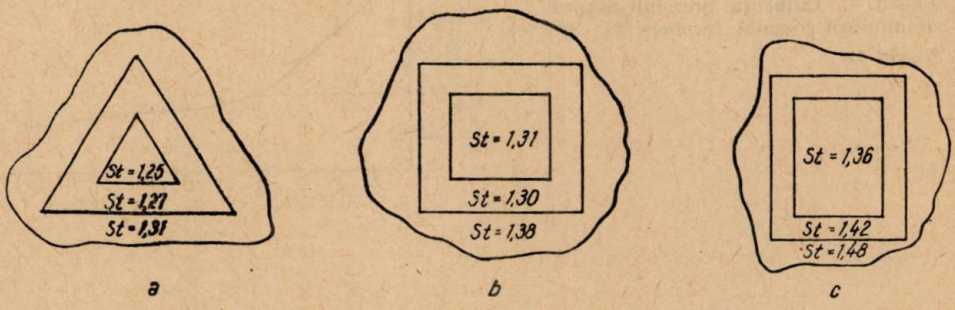


Fig. 1. — Conținutul de sulf total la diverse adîncimi ale unor bucăți de cocs desulfurat.

Din rezultatele conținute în tabela 3, se constată următoarele :

— Granulația cărbunilor are un rol important pentru rezistența cocsului. O granulație mare (4 mm) a tuturor componenților a dus la obținerea unui cocs cu slabă rezistență mecanică ($M_{40} = 64,2$ și $M_{10} = 29,8$; proba 2). Cu granulația tuturor componenților de 3 mm s-a obținut o rezistență ceva mai bună ($M_{40} = 76,0$ și $M_{10} = 14,0$; proba 3). Micșorînd granulația tuturor componenților la 2 mm rezistența cocsului a scăzut din nou, în special în ceea ce privește indicele M_{10}($M_{40} = 74,2$ și $M_{10} = 19,6$; proba 4) [7]. S-a obținut cocs cu rezistență mecanică bună, atît în ceea ce privește fracțiunea mare (M_{40}) cît și praful (M_{10}) prin măcinarea huilelor

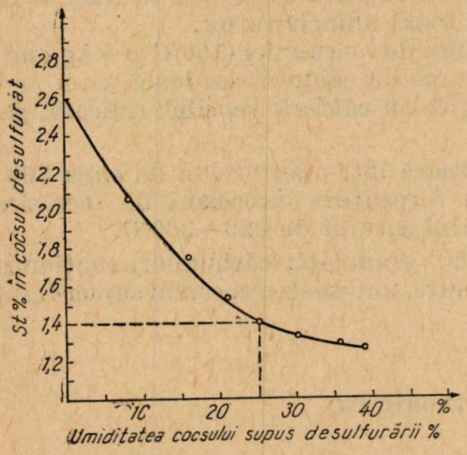


Fig. 2. — Influenţa umidităţii asupra desulfurării cocsului (probele 17—23, tabela 4).

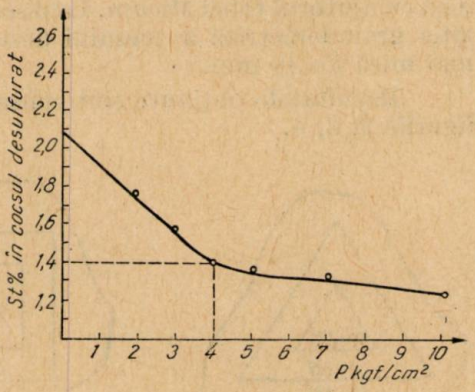


Fig. 3. — Influenţa presiunii asupra desulfurării cocsului (probele 24—30, tabela 4).

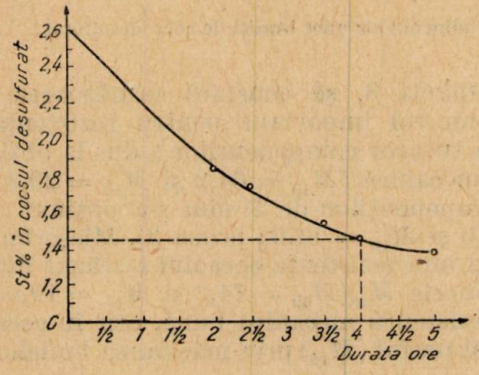


Fig. 4. — Influenţa duratei de desulfurare asupra conţinutului de sulf rămas în cocs (probele 32—27, tabela 4).

de gaz la 3 mm, iar a celor cu aglutinare mai bună la 2 mm ($M_{40} = 79$ și $M_{10} = 10,7$; media probelor 1;5 și 6).

— Presiunea de desulfurare între 2 și 10 kg/cm² nu influențează rezistența mecanică a cocsului (probele 1;5 și 6).

— La un conținut de var între 6 și 8% rezistența mecanică a cocsului variază puțin. Rezistența mecanică optimă se obține la un adaos de 7% var (probele 6, 9, 13, 20) (tabela 3).

— Sulful rămas în cocs la desulfurarea la 5 kg/cm² timp de 5 ore scade cu creșterea adaosului de var. La creșterea conținutului de var

Tabela 3

Conținutul de sulf total și rezistența mecanică a cocsurilor desulfurate în funcție de conținutul de oxid de calciu, granulația cărbunilor și presiunea de desulfurare

Proba	CaO în șarjă	Umiditatea cocsului supus desulfurării	Presiunea de desulfurare	Durata de desulfurare	Sulf total în cocs (S_t^{anh})	Cenușa (A^{anh})	Granulația cărbunilor		Rezistența la toba Micum			
							Huile de gaz LUV	Huile de cocs: C, A, V, K, PJ.	> 40 mm	20—40 mm	10—20 mm	< 10 mm
	%	%	kg/cm²	ore	%	%	mm	mm	%	%	%	%
2	6	28,2	5	5	1,58	21,45	4	4	64,2	5,0	1,0	29,8
3	6	28,5	5	5	1,48	21,40	3	3	76,0	8,5	1,5	14,0
4	6	27,1	5	5	1,44	21,20	2	2	74,2	5,2	1,0	19,6
1	6	25,8	2	5	1,74	21,55	3	2	78,8	9,2	1,4	10,6
5	6	26,5	7	5	1,39	21,30	3	2	80,6	8,0	1,0	10,4
6	6	29,2	10	5	1,39	21,27	3	2	79,2	8,8	0,8	11,2
9	7	28,5	5	5	1,35	22,43	3	2	81,4	7,6	0,8	10,2
20	7	25,5	5	5	1,39	22,27	3	2	80,0	9,0	0,8	10,2
13	8	28,5	5	5	1,35	23,67	3	2	79,8	7,2	1,8	11,2
14	8	28,2	5	5	1,30	23,82	3	2	80,4	6,4	1,6	11,6
38	7	nedesulf.	—	—	2,60	23,71	3	2	82,2	7,2	1,2	9,4

din șarjă de la 6 la 8% conținutul sulfului din cocsul desulfurat a scăzut de la 1,46% (media probelor 3 și 4) la 1,32% (media probelor 13 și 14). La 7% var conținutul de sulf al cocsului desulfurat a fost de 1,37% (media probelor 9 și 20).

— Cenușa cocsurilor cu adaos de var desulfurate este mai mare decît aceea a cocsurilor de referință. Creșterea conținutului de cenușă, datorită adaosului de var, nu este un factor negativ. Aceasta deoarece la elaborarea fontei în furnal cu acest cocs, conținutul de oxid de calciu din cenușa sa, va substitui o cantitate echivalentă de calcar.

Din rezultatele conținute în tabela 4 se constată următoarele:

— Efectul desulfurării crește cu creșterea umidității cocsului inițial (probele 17—23). Se constată că o umiditate mai mare decît 25% nu influențează mult desulfurarea cocsului. S-a constatat că dacă umiditatea

este mare (peste 30%) ea se elimină din cocs la crearea presiunii în recipient și poate fi purjată.

— Presiunea influențează favorabil desulfurarea cocsului. Presiunea de 4—5 kg/cm² este suficientă pentru o desulfurare corespunzătoare (probele 24—30). Folosirea unei presiuni mai mari nu este justificată de creșterea randamentului de desulfurare.

Tabela 4

Conținutul de sulf total al cocsurilor desulfurate în funcție de umiditatea inițială, presiunea și durata de cocsificare. Cocsuri cu 7% CaO și cocsuri de referință *(E)*

Proba	Umiditatea cocsului supus desulfurării	Presiunea de desulfurare	Durata de desulfurare	Sulf total în cocs	Granulația cocsului		Rezistența la toba Micum			
					40 mm ∧	40 mm ∨	40 mm ∧	20—40 mm	10—20 mm	10 mm ∨
	%	kg/cm²	ore	%	%	%	%	%	%	%
17	8,74	5	5	2,04	96,3	3,7	79,6	7,4	1,2	11,8
18	15,98	5	5	1,71	96,0	4,0	80,6	7,6	1,0	10,8
19	21,20	5	5	1,51	96,4	3,6	83,6	5,6	1,0	9,8
20	25,50	5	5	1,39	97,7	2,3	80,0	9,0	0,8	10,2
21	30,00	5	5	1,35	96,9	3,1	80,0	8,0	1,0	11,0
22	34,9	5	5	1,28	96,0	4,0	82,0	7,0	1,0	10,0
23	38,7	5	5	1,26	97,9	2,1	79,2	8,6	1,8	10,4
24	24,4	0	5	2,06	95,5	3,5	77,4	11,8	1,1	9,7
25	25,3	2	5	1,74	96,9	3,1	78,0	10,0	2,0	10,0
26	24,8	3	5	1,58	98,0	2,0	79,6	9,2	1,4	9,8
27	25,5	4	5	1,39	96,7	3,3	80,6	8,2	1,0	10,2
28	24,2	5	5	1,38	97,9	2,1	80,6	7,2	1,4	10,8
29	25,2	7	5	1,36	97,0	3,0	82,6	6,0	1,0	10,4
30	25,1	10	5	1,27	—	—	79,4	7,8	1,6	11,2
32	25,2	4	2	1,74	—	—	81,8	6,6	0,8	10,8
33	25,0	4	2½	1,57	—	—	79,0	7,2	1,8	12,0
34	25,1	4	3	1,53	—	—	78,9	8,2	1,5	11,4
35	24,7	4	3½	1,45	—	—	79,4	9,8	1,1	9,7
36	25,8	4	4	1,41	—	—	79,6	8,2	1,0	11,2
37	24,2	4	4½	1,39	96,7	3,3	80,6	8,2	1,0	10,2
E_1*	—	—	—	2,43	91,8	8,2	66,4	22,6	1,4	9,6
E_2	—	—	—	2,35	92,7	6,3	68,0	17,4	1,6	13,0
E_3	—	—	—	2,36	90,4	9,6	62,0	26,2	1,8	10,0
E_4**	—	—	—	2,50	94,2	5,8	70,6	16,2	1,4	11,8
E_5	—	—	—	2,47	93,3	6,7	70,0	14,4	1,9	13,7

*) Huilele din șarja probelor E_1, E_2 și E_3 au fost măcinate toate la 3 mm.

**) Huilele LUV din probele E_4 și E_5 au fost măcinate la 3 mm iar celelalte la 2 mm.

Din lucrările efectuate (probele 32—37) se constată că în condițiile de lucru amintite o durată a desulfurării de circa 4 ore este suficientă.

— Cocsul desulfurat a avut o granulație corespunzătoare, în medie 97% mai mare ca 40 mm și 3% sub 40 mm (media probelor 17—29).

Cocsul de referință cu semicocs a avut mai mult mărunt sub 40 mm (6—8%).

— Desulfurarea are loc cu aceeași eficacitate atît în interiorul cît și la periferia bucăților de cocs (fig. 1).

CONCLUZII

În urma încercărilor de desulfurare a cocsului metalurgic într-o instalație pilot de 100 kg cocs uscat s-au stabilit următoarele :

— Din amestecul de huilă de gaz de Valea Jiului (LUV) 58%, huilă Cozla 1%, huile R.S.C. 22% și huile U.R.S.S. 12%, în proporția indicată în lucrare și 7% var se poate obține un cocs metalurgic desulfurat și cu bună rezistență mecanică ($M_{40} = 80,5$ și $M_{10} = 10,5$). Pentru obținerea acestei rezistențe mecanice este necesar ca huilele LUV să fie măcinate la 3 mm, iar celelalte huile din șarjă la 2 mm. Oxidul de calciu este necesar să fie măcinat la 0,4 mm.

— Cocsul cu adaos de 7% var, preparat din amestecul de huile indicat mai sus, prezintă după stingerea cu apă un conținut de sulf total, de 2,55—2,60% adică cu 0,15—0,20% mai mare decît cocsul de referință preparat din aceiași cărbuni, dar fără var.

— Cocsul preparat cu adaos de 7% CaO poate fi desulfurat prin uscare la presiune, pînă la un conținut de sulf total de 1,40% față de sulful total din cocsul de referință cu semicocs de 2,45%.

Pentru realizarea acestei desulfurări este necesar ca umiditatea cocsului să fie de circa 25%.

— Condițiile optime de desulfurare prin această metodă sînt : presiunea 4—5 kg/cm^2 și durata 4 ore.

ERZIELUNG DES METALLURGISCHEN KOKSES MIT GERINGEM SCHWEFELGEHALT UND ERHÖHTER MECHANISCHER FESTIGKEIT AUS GASSTEINKOHLE UND KALK. FORSCHUNGEN AUF EINER PILOTANLAGE

ZUSAMMENFASSUNG

Es werden die Ergebnisse der Entschwefelungsversuche des metallurgischen Kokses in der Pilotanlage gebracht. Die Koke, die der Forschung unterzogen wurden, bestanden aus einem Gemisch von Gassteinkohlen und Koksteinkohlen mit Zusatz von Calciumoxyd.

Das Entschwefelungsverfahren besteht in der Trocknung des Kokses unter Druck, wobei sich das Kalziumsulfid zersetzt und der gebildete Schwefelwasserstoff abgeht.

Von 2,60% Schwefelgehalt im Koks wurde auf 1,40% herabgesetzt. Der erhaltene Koks weist außer dem geringen Schwefelgehalt auch höhere mechanische Festigkeit auf.

BIBLIOGRAFIE

1. I. EPURE, *Reducerea conținutului de sulf din cocsul cu adausuri anorganice prin acțiunea aburului asupra sulfurii de calciu. Cercetări de laborator.* St. cerc. energ. B,*1—2* (1962).
2. I. BLUM, *Manualul chimistului.* Editura AGIR, 1949, 1972.
3. I. BLUM, R. PIATKOWSKI, I. EPURE, *Încercări de desulfurare a cărbunilor cocsificabili din R.P.R. Nota IV. Influența adausurilor anorganice asupra conținutului de sulf și a formelor de sulf din cocsurile obținute din huile de gaz de Valea Jiului.* St. cerc. energ., *2* (1957).
4. J. K. GHOSH, E. R. BREWER, *Desulfuration of Coal During Carbonisation.* Ind. Egng. Chem., **42**, 15 550—58, aug. (1950).
5. A. ROY, M. GOSWAMI, *Untersuchungen über die Entschwefelung von indischen Kohlen mit hohem Schwefelgehalt.* J. Indian Chem. Soc. ind. news. Edit. 18.98—99 (1955); Calcuta, Chemisches Zentralblatt, *22* (1958).
6. A. LISSNER, E. RAMMLER, *Edelkoks aus Braunkohlen.* Freiberger Forschungshefte, *A. 119*, 47—60 (1958).
7. I. BLUM, I. NISTOR, H. MANDEL, C. IONESCU. St. cerc. energ., *1*, 84 (1961).

INFLUENȚA RECOMPRIMĂRII INTERMEDIARE ASUPRA CORELAȚIEI DEBIT-PUTERE LA O CONDUCTĂ DE TRANSPORT ECHIPATĂ CU O TURBINĂ DE TRECERE

DE

I. CSERVENY

NOTATII

k — constantă de proporționalitate s^2/m^4,
p — presiune kg/m^2,
G — debit kg/s,
N — putere kg m/s,
R — constanta gazului kg m/kg °K,
T — temperatura absolută °K,
$\mathcal{N}$ — surplus relativ de putere,
δ — creștere relativă a debitului,
η — randament,
$\varkappa$ — exponent adiabatic,
ξ — lungime relativă.

Indici

0 — starea la începutul conductei,
c — compresor,
i — starea nominală în rețeaua de distribuție,
s — starea la sfîrșitul conductei,
t — turbină.

Recomprimarea gazelor are de obicei drept scop mărirea debitului transportat printr-o conductă magistrală și devine necesară cînd energia potențială a gazelor nu este suficientă pentru a acoperi pierderile prin frecare în conductă. Se ridică deci problema dacă mai are sens sau nu să se „recupereze" cu ajutorul unei turbine de trecere o parte din energia gazelor transportate și în situația cînd aceasta a fost obținută în mare parte prin comprimare mecanică.

Pentru a răspunde la această problemă se studiază în cele ce urmează cazul cel mai simplu — conductă neramificată cu o singură recomprimare pe traseu (fig. 1).

Se constată că în cele mai multe regimuri de funcţionare puterea turbinei depăşeşte pe cea a compresorului, justificînd din punct de vedere energetic instalarea simultană a compresorului şi turbinei pe conductele de transport.

1. Se consideră cazul particular cînd prin introducerea compresorului şi turbinei nu se modifică debitul maxim al conductei, iar recomprimarea se face pînă la o presiune $p_2 = p_0$ egală cu cea maximă admisibilă pentru conductă. Regimurile de presiuni ale conductei considerate şi a conductei de comparaţie sînt descrise de ecuaţiile

$$\begin{cases} p_0^2 - p_i^2 = kG^2, \\ p_0^2 - p_1^2 = k\,\xi_1 G^2, \\ p_2^2 - p_s^2 = k\,\xi_2 G^2, \\ p_2 = p_0. \end{cases} \tag{1}$$

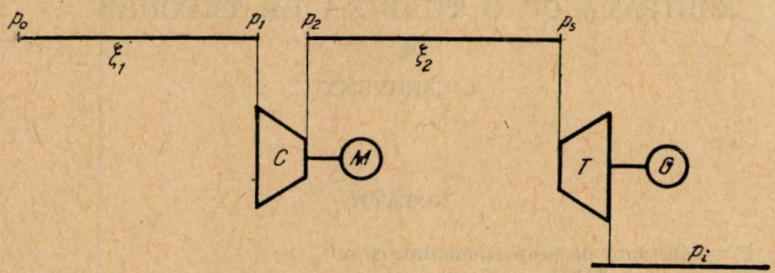


Fig. 1. — Recomprimarea gazelor pe traseu.

Utilizînd în calcule expresiile adimensionale $\mathcal{N}$ proporţionale cu puterile respective

$$N = \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} GRT\,\mathcal{N} \tag{2}$$

se compară puterea consumată de compresor cu cea dată de turbină

$$\mathcal{N}_c = \frac{1}{\eta_c}\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - 1\right], \tag{3}$$

$$\mathcal{N}_t = \eta_t\left[1 - \left(\frac{p_i}{p_s}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\right].$$

În ipoteza curgerii izoterme $T_1 = T_s$

$$\mathcal{N}_1 = \mathcal{N}_t - \mathcal{N}_c \tag{4}$$

se obţine un surplus de putere în cazul cînd expresia adimensională $\mathcal{N}_1$ este pozitivă

$$\mathcal{N}_1 = \eta_t + \frac{1}{\eta_c} - \eta_t\left[\xi_1\left(\frac{p_0^2}{p_i^2} - 1\right) + 1\right]^{\frac{1-\varkappa}{2\varkappa}} - \frac{1}{\eta_c}\left[1 - \xi_1\left(1 - \frac{p_i^2}{p_0^2}\right)\right]^{\frac{1-\varkappa}{2\varkappa}} \tag{4'}$$

Acest deziderat $\mathcal{H}_1 > 0$ impune, în condițiile de presiune p_0; p_i în care funcționează conducta și funcție de locul de amplasare al stației de compresie (prin ξ_1) valori minime randamentelor (η_t și η_c) mașinilor. Totuși, această condiție nu este prea severă; de exemplu pentru $\xi_1 = 0{,}5$ și $\frac{p_0}{p_i} \to \infty$ este necesar numai ca $\eta_t \eta_c > 2^{\frac{\varkappa-1}{2\varkappa}} - 1 \approx 0{,}084$.

Rezultă concluzia importantă: chiar dacă o conductă nu dispune de nici un excedent de energie potențială ($p_s = p_i$) se poate obține energie din gazul transportat prin construirea unei stații de compresoare pe traseu și montarea unei turbine de trecere la sfîrșitul conductei. Acest lucru este realizabil și cu mașini al căror randament este atît de redus încît nu ar permite construirea unui ciclu clasic de turbină cu gaz.

Amplasarea optimă (din punctul de vedere al obținerii energiei) a stației de compresoare rezultă din condiția

$$\frac{\partial \mathcal{H}}{\partial \xi_1} = 0, \tag{5}$$

ecuație, care după rezolvare în raport cu ξ_1 se prezintă sub forma

$$\xi_1 = \frac{\left(\eta_t \eta_c \frac{p_0^2}{p_i^2}\right)^{\frac{2\varkappa}{3\varkappa-1}} - 1}{\left(\frac{p_0^2}{p_i^2} - 1\right)\left[1 - (\eta_t \eta_c)^{\frac{2\varkappa}{3\varkappa-1}} \left(\frac{p_0^2}{p_i^2}\right)^{\frac{1-\varkappa}{3\varkappa-1}}\right]} \tag{5'}$$

(de exemplu pentru $p_0 = 20\ p_i$; $\eta_t = \eta_c = 0{,}8$; $\xi_1 = 0{,}542$).

În această situație se obține puterea maximă, proporțională cu

$$\mathcal{H}_{\max} = \eta_t + \frac{1}{\eta_c} - \eta_t \left[\frac{\left(\eta_t \eta_c \frac{p_0^2}{p_i^2}\right)^{\frac{2\varkappa}{3\varkappa-1}} - 1}{1 - (\eta_t \eta_c)^{\frac{2\varkappa}{3\varkappa-1}} \left(\frac{p_0^2}{p_i^2}\right)^{\frac{1-\varkappa}{3\varkappa-1}}} + 1\right]^{\frac{1-\varkappa}{2\varkappa}} -$$

$$- \frac{1}{\eta_c}\left[1 - \frac{p_i^2}{p_0^2} \cdot \frac{\left(\eta_t \eta_c \frac{p_0^2}{p_i^2}\right)^{\frac{2\varkappa}{3\varkappa-1}} - 1}{1 - (\eta_t \eta_c)^{\frac{2\varkappa}{3\varkappa-1}} \left(\frac{p_0^2}{p_i^2}\right)^{\frac{1-\varkappa}{3\varkappa-1}}}\right]^{\frac{1-\varkappa}{2\varkappa}} \tag{5''}$$

(pentru exemplul numeric de mai sus $\mathcal{H}_{\max} = 0{,}255$) — care poate lua valori cel mult egale cu

$$\lim_{\frac{p_0}{p_i} \to \infty} \mathcal{H}_{\max} = \eta_t. \tag{5'''}$$

Se observă că poziția optimă a stației de comprimare $(\xi_1)_{opt}$ depinde în afară de natura gazului transportat $\varkappa$, de raportul $\frac{p_0}{p_i}$ și de produsul randamentelor mașinilor $\eta_t \eta_c$; în timp ce puterea ce se poate obține depinde în special de randamentul turbinei η_t.

2. Recomprimarea pe traseu permite în general atît mărirea debitului de gaz transportat cît și obținerea unei puteri suplimentare în comparație cu cea obținută prin simplă destindere.

Vom urmări efectele recomprimării în comparație cu cazul destinderii simple caracterizat prin presiunile p_0 și p_{s_0} debitul G și puterea turbinei $\mathcal{N}_{t_0}$

$$\begin{cases} p_0^2 - p_{s_0}^2 = kG^2 \\ \mathcal{N}_{t_0} = \eta_t \left[1 - \left(\frac{p_i}{p_{s_0}} \right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} \right]. \end{cases} \tag{6}$$

Datorită recomprimării, debitul crește la δG

$$\begin{cases} p_0^2 - p_1^2 = k\xi\, \delta^2 G^2, \\ p_0^2 - p_s^2 = k(1 - \xi)\, \delta^2 G^2, \\ \mathcal{N}_c = \frac{1}{\eta_c} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\varkappa - 1}{1}} - 1 \right], \\ \mathcal{N}_t = \eta_t \left[1 - \left(\frac{p_i}{p_s} \right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} \right]. \end{cases} \tag{6'}$$

Excesul de putere care se obține datorită recomprimării

$$\mathcal{N}_\delta = \delta(\mathcal{N}_t - \mathcal{N}_c) - \mathcal{N}_{t_0}, \tag{7}$$

depinde de amplasarea stației de comprimare ξ creșterea debitului de gaz livrat δ randamentul mașinilor η_t și η_c și de trei rapoarte de presiuni

$$\mathcal{N}_\delta = \eta_t \left\{ \delta - 1 + \left(\frac{p_t}{p_{s_0}} \right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} \left[1 - \delta \left(\frac{1}{\left(\frac{p_2}{p_{s_0}} \right)^2 - \delta^2 (1 - \xi) \left[\left(\frac{p_0}{p_{s_0}} \right)^2 - 1 \right]} \right)^{\frac{\varkappa - 1}{2\varkappa}} \right] \right\} -$$

$$- \frac{\delta}{\eta_c} \left\{ \left[\frac{\left(\frac{p_2}{p_{s_0}} \right)^2}{\xi\delta^2 + (1 - \xi\delta^2) \left(\frac{p_0}{p_{s_0}} \right)^2} \right]^{\frac{\varkappa - 1}{2\varkappa}} - 1 \right\}. \tag{7'}$$

Relația dintre puterea suplimentară $\mathcal{N}_1$ care se obține datorită recomprimării și mărirea debitului de gaz δ a fost reprezentată în figura 2 pentru cazul particular $p_2 = p_0$; $\frac{p_0}{p_i} = 20$; $\xi = 0{,}5$; $\eta_t = \eta_c = 0{,}80$.

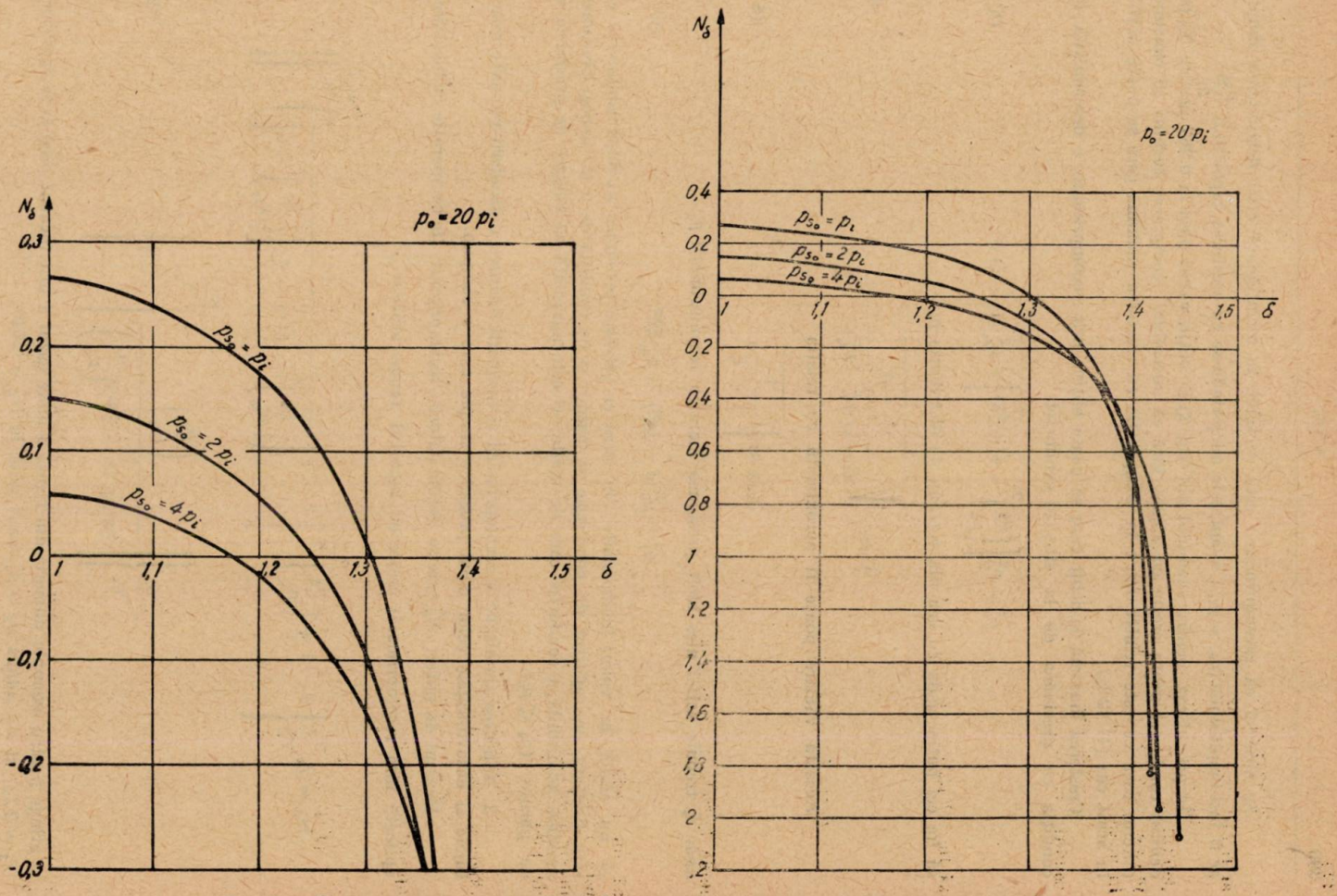


Fig. 2. — Relaţia dintre creşterea debitului şi a puterii obţinute datorită recomprimării.

Se observă că recomprimarea este deosebit de avantajoasă cînd destinderea simplă ar fi fost inaplicabilă ($p_{s_0} = p_i$); avantajele micşorîndu-se cu creşterea raportului $\frac{p_{s_0}}{p_i}$.

În primul caz, pentru exemplul din (fig. 2) se obţin valori pînă la 0,267 pentru N_δ iar debitul conductei poate creşte cu 30,2% fără ca ansamblul compresor turbină să consume putere, ceea ce este relativ mult în comparaţie cu creşterea maximă care se poate obţine în acest caz (41,42%).

Creşterea maximă de debit care se poate obţine prin recomprimare, e determinată de condiţia ca presiunea de la sfîrşitul conductei

$$p_s^2 = p_0^2\left[\left(\frac{p_2}{p_0}\right)^2 - \delta^2 + \xi\delta^2\right] + p_{s_0}^2(1 - \xi)\,\delta^2 \tag{6''}$$

să fie cel puţin egală cu cea din reţeaua de distribuţie p_i

$$\delta_{max} = \sqrt{\frac{p_2^2 - p_i^2}{(1-\xi)(p_0^2 - p_{s_0}^2)}}. \tag{8}$$

Această valoare poate fi aproximată cu relaţia

$$\delta_{max} \approx \sqrt{\frac{1}{1-\xi}}, \tag{8'}$$

unde ξ trebuie astfel ales încît presiunea înaintea recomprimării p_1

$$p_1^2 = p_0^2(1 - \xi\delta^2) + p_{s_0}^2\,\xi\delta^2, \tag{6'''}$$

să nu scadă la valori inadmisibile. În ceea ce priveşte presiunea p_2 după compresor ea este limitată de raportul de compresie al maşinii şi de condiţia de a nu depăşi presiunea maximă admisibilă a conductei care de multe ori este apropiată ca valoare de presiunea ei de pornire ($p_2 \leqslant p_0$).

3. Aplicarea simultană a recomprimării şi încălzirii înaintea destinderii reuneşte avantajele şi dezavantajele celor două procedee simple care o compun.

Excesul de putere N'_δ care se obţine datorită recomprimării (în comparaţie cu încălzirea aplicată fără recomprimare) creşte cu raportul temperaturilor $\frac{T_3}{T_s}$

$$N'_\delta = \eta_t \frac{T_3}{T_s}\left\{\delta - 1 + \left(\frac{p_2}{p_{s_0}}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\left[1 - \delta\left(\frac{1}{\left(\frac{p_2}{p_{s_0}}\right)^2 - \delta^2(1-\xi)\left[\left(\frac{p_0}{p_{s_0}}\right)^2 - 1\right]}\right)^{\frac{\varkappa-1}{2\varkappa}}\right]\right\} -$$

$$- \frac{\delta}{\eta_c}\left\{\left[\frac{\left(\frac{p_2}{p_{s_0}}\right)^2}{\xi\delta^2 + (1-\xi\delta^2)\left(\frac{p_0}{p_{s_0}}\right)^2}\right]^{\frac{\varkappa-1}{2\varkappa}} - 1\right\} \tag{9}$$

şi atinge pentru exemplu numeric din figura 3 unde gazul a fost încălzit pînă la temperatura $T_3 = 2T_s$, şi s-a admis $p_2 = p_0$ valori pînă la $N'_\delta = 0{,}646$.

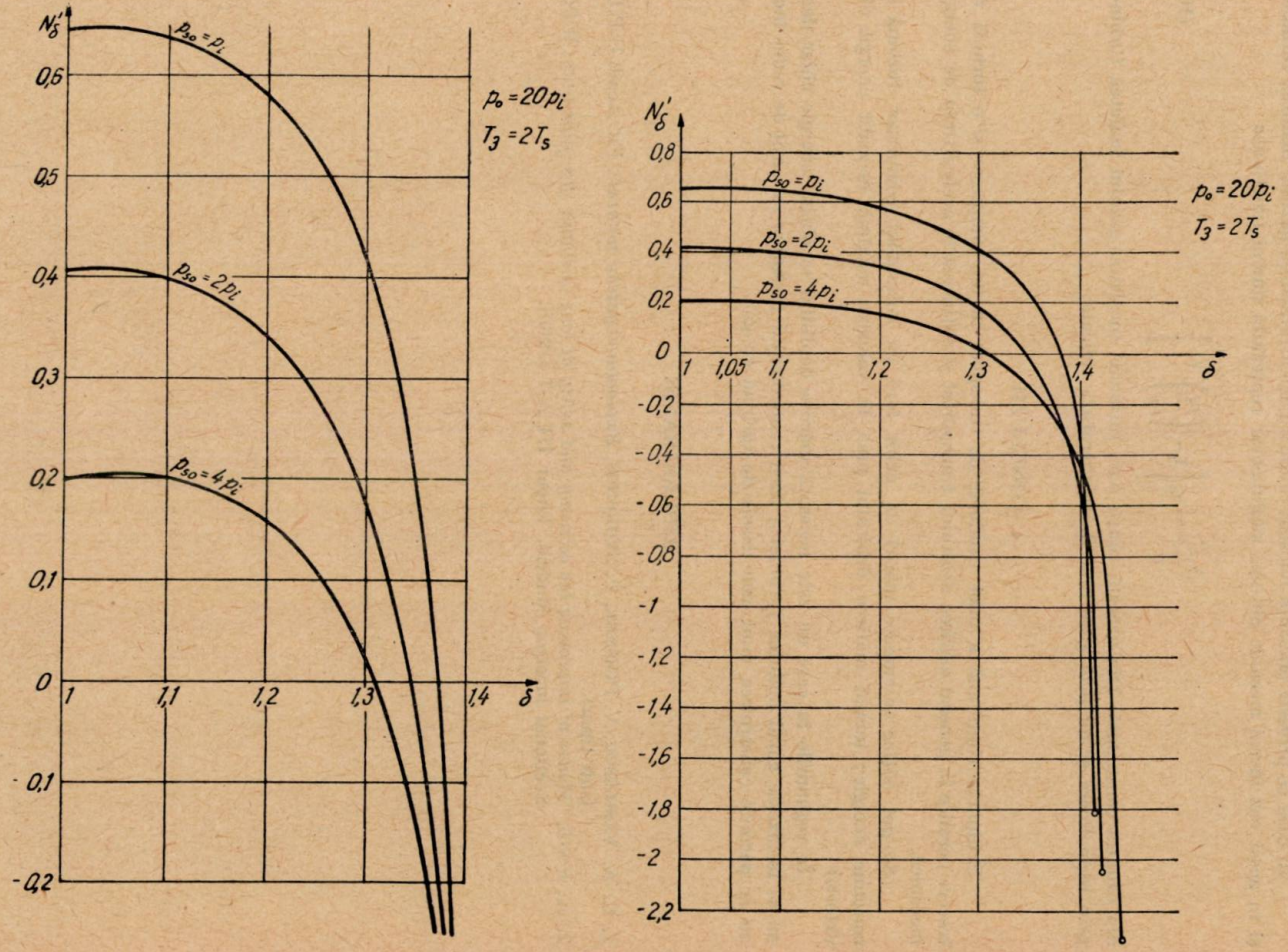


Fig. 3. — Efectul încălzirii asupra relației dintre creșterea debitului și a puterii obținute datorită recomprimării.

De asemenea, este interesant faptul că pot fi obținute măriri de debit pînă la 37,2% fără ca ansamblul compresor — turbină să consume putere; numai forțarea debitului pînă la 41,4% necesită putere din rețeaua electrică.

În ceea ce privește eficiența folosirii căldurii pentru încălzirea gazului înaintea turbinei, și în acest caz lucrul mecanic obținut suplimentar reprezintă numai funcțiunea

$$\frac{\Delta \mathcal{L}}{q} = \eta_t \left[1 - \left(\frac{p_i}{p_s} \right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} \right] \tag{10}$$

din căldura consumată. Din această cauză pare rațională încălzirea gazului înaintea turbinei prin termoficare și nu prin gaze arse de temperatură ridicată.

4. CONCLUZII

Echiparea simultană a unei conducte de transport cu un compresor și o turbină de trecere permite în general mărirea debitului transportat și obținerea în același timp de energie mecanică.

Se pot obține însemnate măriri de debit fără ca ansamblul compresor-turbină să consume energie; numai mărirea debitului pînă la valoarea maximă necesită energie din exterior.

În regimurile în care nu este necesară mărirea debitului se obține energie chiar dacă nu se încălzește gazul înaintea turbinei și dacă randamentul mașinilor este atît de redus încît nu ar permite construirea unui ciclu clasic de turbină cu gaz.

BIBLIOGRAFIE

1. C. A. VASILESCU, V. PIMSNER, P. SVORONOS, *Exploatarea gazelor naturale*. Ed. Acad. R.P.R. (sub tipar).
2. A. FONÓ, *Means of improving the economy and safety of long-distance gas pipe-lines WPC*. Sectional meeting Madrid, Paper III A/7 (1960).

INFLUENȚA UNOR ADAOSURI ASUPRA VISCOZITĂȚII ZGURII CĂRBUNELUI DE ROVINARI

DE

G. SINGER și V. BĂLAN

1. INTRODUCERE

Politica energetică mondială, tinde din punctul de vedere al cărbunilor, la folosirea crescîndă a celor inferiori cu un procentaj din ce în ce mai ridicat de balast, în special cenușă, iar din punctul de vedere al cazanelor se caută să se introducă focarele cu evacuarea lichidă.

Este evident că pentru cazane cu evacuare lichidă este necesară cunoașterea și stăpînirea caracteristicii de curgere a zgurii funcție de temperatură. Nu orice cărbune este adecvat pentru arderea în astfel de instalații. Numeroase sînt cazurile cînd la un focar cu evacuare lichidă a fost necesară arderea pe un timp mai lung sau mai scurt, a unui cărbune cu zgură a cărei caracteristici de fluiditate nu corespundeau unui astfel de tip de instalație. Pe de altă parte, datorită avantajelor ce le prezintă focarele cu evacuare lichidă, se studiază posibilitatea de adaptare, să zicem, a caracteristicii de fluiditate a unei zguri, care nu corespunde întru totul la sistemul de evacuare lichidă. Această influențare a fluidității se face prin folosirea unor adaosuri cu rolul de fondanți. Problema aceasta a început să intereseze abia în ultimii ani.

Întrucît nu există date privind comportarea zgurii ligniților și mai cu seamă a celor din R.P.R., Institutul de energetică a abordat ca prima fază *Variația viscozității zgurilor funcție de temperatură* [1], și ca a doua fază influența unor adaosuri asupra viscozității.

Un studiu critic documentar întocmit *) în Institutul de energetică a permis să se creadă că ar fi posibilă influențarea într-o măsură oarecare a viscozității zgurilor de cărbune înțelegîndu-se prin aceasta posibilitatea de a lungi caracterul unei zguri scurte în domeniul temperaturilor înalte, obținîndu-se o zgură mai lungă, sau de a fluidifica într-o oarecare măsură o zgură cu viscozitate ridicată.

---

*) G. Singer și V. Bălan, *Adaosuri pentru modificarea viscozității zgurilor energetice*. Lucrare internă, Institutul de energetică, 1961.

2. CRITERIUL DE ALEGERE A CENUȘII ȘI ADAOSURILOR

Pentru studierea adaosurilor chimice care pot produce o micșorare a viscozităților zgurilor de cărbune, s-a ales pentru experimentare, cenușa cărbunelui de Rovinari, care după cum au arătat unele lucrări anterioare produce o zgură nu adecvată întru totul focarelor cu evacuare lichidă. La această alegere s-a ținut cont de asemenea de importanța bazinului Rovinari pentru economia națională, precum și de unele considerente chimice. Printre acestea amintim factorul de silice $Si = \frac{SiO_2}{SiO_2 + Fe_2O_3 + CaO + MgO}$ [2] care pentru cenușa cu care s-au făcut încercările este de Si = 73,3%. La aceste încercări s-au folosit două feluri de adaosuri, caolina și oxidul de calciu. S-a lucrat cu caolină de Aghireș a cărei compoziție este SiO_2 = 53,35%, Al_2O_3 = 32,10% Fe_2O_3 = 1,10%, CaO = 0,35%, Mg = 0,22% și p.c. = 11,5%. Oxidul de calciu s-a ales în funcție de analiza chimică a cenușii de Rovinari bogată în $SiO_2 + Al_2O_3$ (tabela 1). S-a folosit oxid de calciu pur obținut prin calcinarea carbonatului de calciu pentru a se putea urmări astfel sistematic influența numai a acestui singur factor.

Tabela 1

Analiza cenușilor și zgurilor*)

		SiO_2	Al_2O_3	Fe_2O_3	FeO	CaO	MgO	SO_3	Na_2O	K_2O
Rovinari	Cenușă	49,20	25,20	7,15	0,76	7,00	2,12	4,89	2,24	1,30
	Zgură	47,20	30,42	6,97	0,90	6,75	2,39	0,72	2,30	2,04
80% Rovinari + 20% Caolin	Cenușă + fondant	51,4	27,2	5,97	0,61	5,72	1,78	3,92	1,8	1,04
	Zgură	53,56	23,38	6,47	0,64	8,12	2,62	0,78	1,78	2,00
80% Rovinari + 20% CaO	Cenușă + fondant	39,4	20,2	5,72	0,61	25,6	1,71	3,92	1,8	1,04
	Zgură	40,08	21,93	1,80	3,78	27,02	1,31	1,40	1,37	1,26
70% Rovinari + 30%CaO	Cenușă + fondant	34,5	17,66	5,0	0,53	34,9	1,49	3,43	1,57	0,91
	Zgură	37,0	22,90	6,50	0,54	29,11	1,10	—	1,30	1,65
60% Rovinari + 40% CaO	Cenușă + fondant	29,6	15,08	4,3	0,47	44,2	1,27	2,95	1,35	0,78
	Zgură	31,48	17,42	2,15	3,09	35,35	1,50	0,45	2,45	1,20

*) Analizele chimice au fost efectuate de ing. F. Croitoru care a colaborat la această problemă.

3. METODA DE LUCRU

Determinarea viscozității s-a făcut cu viscozimetrul oscilant cu corp scufundat cilindric și cu tije, confecționat din platină aliată cu 5% iridiu ; firul torsional folosit a fost de wolfram și a avut diametrul 0,8 mm și lungimea de 320 mm. Calcularea viscozității s-a făcut ca și în [1] unde metodica este descrisă mai pe larg.

4. ÎNCERCĂRI EXPERIMENTALE

Folosindu-se cenușa de Rovinari s-au făcut următoarele determinări :

a) Viscozitatea zgurii cenușii de Rovinari (fără adaos) ;

b) Viscozitatea zgurii cenușii de Rovinari cu adaos de 20% caolin ;

Ținîndu-se seama de analiza chimică a adaosurilor de caolină, care are o pierdere la calcinare de 11,5%, s-a recalculat cantitatea în greutate, pentru a se obține proporția de 20% în amestecul cenușă-fondant. Caolinul a fost trecut prin sita de 0,25 mm iar amestecul caolină-cenușă a fost făcut în faza solidă.

c) Viscozitatea zgurii cenușii de Rovinari cu adaos de 20% oxid de calciu, obținut prin calcinarea carbonatului de calciu.

Oxidul de calciu a fost trecut prin sita de 0,25 mm, iar amestecul oxid de calciu-cenușă a fost făcut în faza solidă ;

d) Viscozitatea zgurii cenușii de Rovinari cu adaos de 30% CaO (metodică ca la punctul *c*) ;

e) Viscozitatea zgurii cenușii de Rovinari cu adaos 40% CaO (metodică ca la punctul *c*).

Rezultatele obținute la determinările de viscozitate ale zgurii cenușii de Rovinari, singură și cu cele patru adaosuri sînt prezentate în tabela 2 și figura 1.

Tabela 2

Viscozități măsurate

I Cenușă Rovinari		II 80% cenușă Rovinari + 20% caolin		III 80% cenușă Rovinari + 20% CaO		IV 70% cenușă Rovinari + 30% CaO		V 60% cenușă Rovinari + 40% CaO	
t°C	poise	*t*°C	poise	*t*°C	poise	*t*°C	poise	*t*°C	poise
1430	347,00	1480	80,64	1440	75,185	1330	87,60 și 80,32	1310	29,42
1440	339,60	1500	62,12	1460	67,07	1340	69,73	1315	18,55
1480	299,35								
1500	282,42	1520	56,01	1480	48,38	1370	48,56	1320	15,67
1510	262,211	1525	46,82	1500	42,583—36,5	1380	43,21	1340	12,13
1520	255,044	1535	39,03	1530	34,12	1400	39,0	1350	9,82
1540	243,48	1537	37,00	1540	34,79 31,90			1355	9,54
1550	232,39	1540	34,21	1560	31,42 28,68			1360	7,68
1580	212,461	1550	33,95	1570	20,36			1380	3,27
								1400	3,62
								1410	3,48

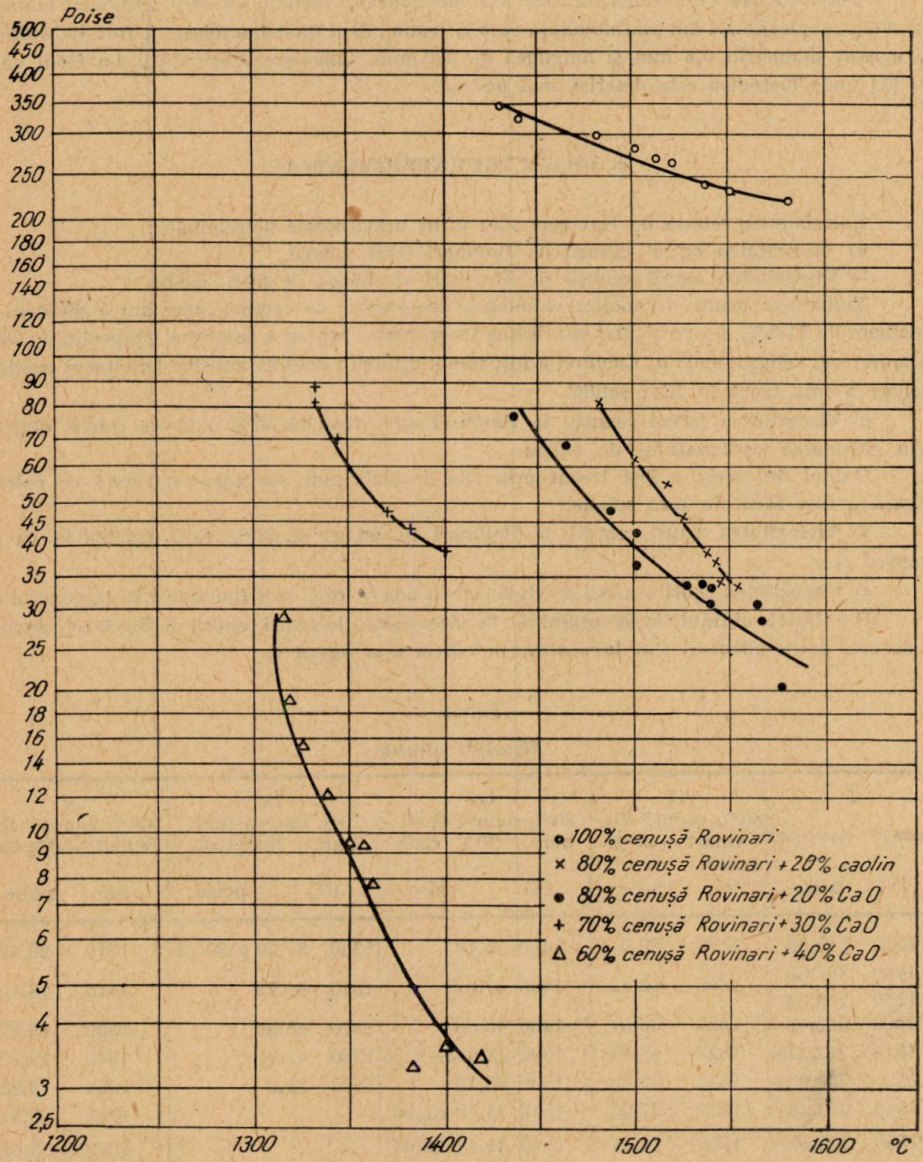


Fig. 1. — Variația viscozității cu temperatura.

5. INTERPRETAREA REZULTATELOR ŞI CONCLUZII

Rezultatele obţinute au fost comparate cu valori ce se obţin după diverşi autori pe baza analizei chimice a cenuşilor. S-a comparat astfel cu o nomogramă reprodusă în [3] care dă variaţia lui η funcţie de temperatură pe baza analizei redusă la $SiO_2 + CaO + MgO +$ echiv. $Fe_2O_3 = 100\%$; ea este valabilă pentru cenuşi al căror raport $\frac{SiO_2}{Al_2O_3} = 2$. Deşi în cazul experienţelor efectuate analiza cenuşei respectiv a zgurei nu se îndepărtează prea mult de la acest raport, variind între 1,55 şi 1,96, rezultatele determinărilor nu corespund cu valorile calculate conform nomogramei, cu cîteva excepţii şi anume cenuşa de Rovinari în jurul temperaturii de 1488—1510° ($SiO_2/Al_2O_3 = 1,95$ resp. 1,55) şi Rovinari cu 40% CaO ($SiO_2/Al_2O_3 =$ $= 1,96$ resp. 1,81) pentru cazul temperaturilor mai mari de 1380°.

S-a făcut de asemenea, o comparare a temperaturilor corespunzătoare unor anumite viscozităţi 250, 100 şi 50 P calculate prin metoda echivalentului de silice, raportului bază acid, corectate [4], a nomogramei mai sus amintite, cu rezultatele experimentale respectiv curbele trasate pe baza punctelor determinate. În tabela 3 se prezintă în procente diferenţele între temperaturile calculate pe baza celor 3 metode sus amintite şi cele măsurate.

Din analizarea acestor date se vede că valorile calculate prin metoda bază acid corespund cel mai bine cu rezultatele determinărilor.

Tabela 3

Diferenţa în procente între temperaturile calculate prin diverse metode şi cele determinate

		Nomograma			Metoda echiv. Silice			Metoda bază—acid		
		250 P	100 P	50 P	250 P	100 P	50 P	250 P	100 P	50 P
Rovinari	Cenuşă	−1	−18	*)	−2,08	−20,6	*)	− 4,4	−22,7	*)
	Zgură	−1	−18	*)	−3,89	−20,0	*)	− 4,6	−22,0	*)
80% Rovinari + 20% Caolin	Cenuşă	+8,75	−10,75	**)	+8,2	+10,1	+11,6	+ 7,0	+8,07	+8,6
	Zgură	+5,25	+ 7,7	+9,43	+5,2	+ 7,37	+7,79	+ 2,59	+3,85	+4,1
80% Rovinari + 20% CaO	Cenuşă	−13,5	10,5	9,25	−15,7	−10,3	−10,0	− 8,3	−8,4	−9,6
	Zgură	−13,5	10,5	9,25	−18,1	−12,6	−11,5	−10,3	−9,8	−9,3
70% Rovinari + 30% CaO	Cenuşă	−24,0	17,0	12,4	−21,5	−19,3	−15,2	− 7,1	−7,4	−6,5
	Zgură	**)	**)	**)	−20,1	−13,3	−8,9	− 7,6	−4,9	−2,7
60% Rovinari + 40% CaO	Cenuşă	**)	−23,3	19,7	**)	**)	**)	− 7,5	−5,2	−3,85
	Zgură	**)	−18,5	11,6	−24,9	−21,2	−12,1	− 8,6	−6,7	−4,3

*) Viscozitate ce nu s-a putut realiza la determinările experimentale.
**) Viscozităţi ce ies din nomograme sau diagrame din literatură pentru analizele respective.

Această remarcă s-a putut face şi la altă lucrare [1].

Făcînd o comparaţie între zgurile de cărbune cu 20% caolin şi cea cu CaO — ar fi de aşteptat conform formulei $Al_2O_3 \cdot 2SiO_2 \cdot 2H_2O$ faţă de CaO ca la aceeaşi temperatură viscozitatea zgurii cu 20% caolin să fie mult mai mare, decît viscozitatea zgurii cu 20% CaO, ceea ce rezultă de altfel şi din lucrările ce indică viscozitatea funcţie de temperatură. Faptul

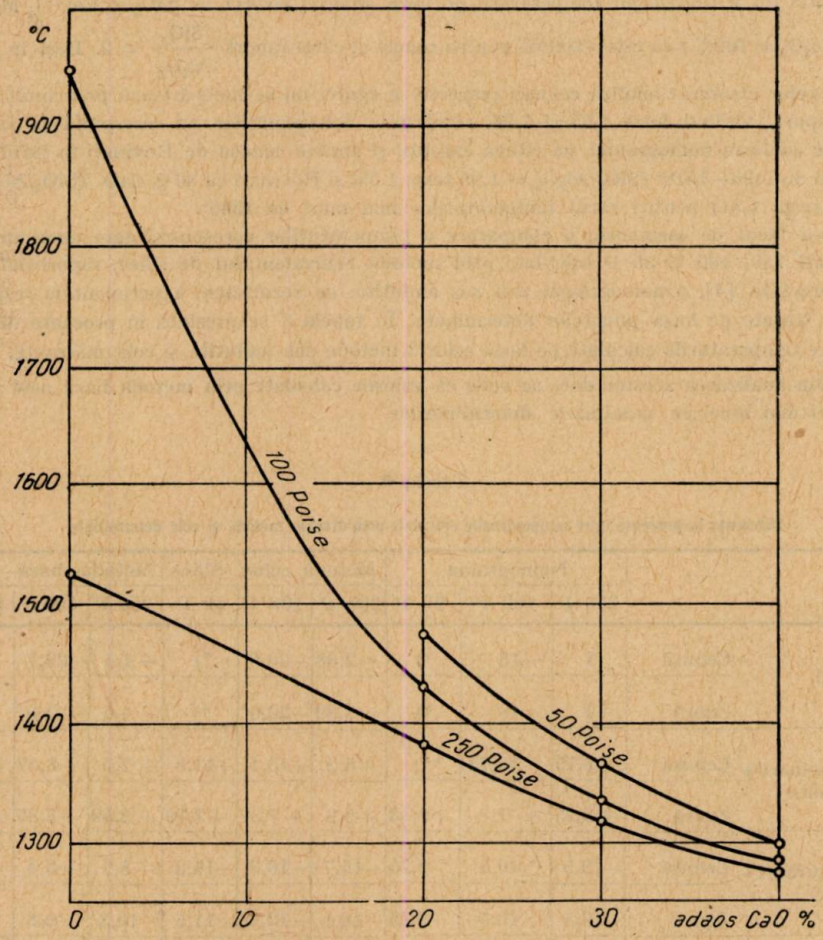
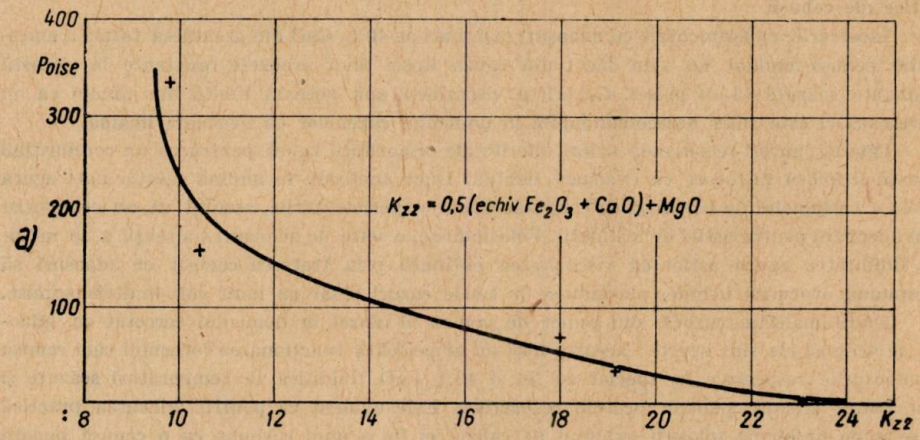


Fig. 2. — Variaţia temperaturii funcţie de adaosul de CaO pentru anumite viscozităţi.

că viscozitatea este numai de 80,64 poise la 1480°C la zgura cu 20% caolin s-ar putea explica eventual prin creşterea procentului de oxid de magneziu şi de oxid de calciu, care acţionează ca fluidificatori (tabela 1). Acest efect al caolinei va fi urmărit în viitor.

Adaosurile de caolină la cenuşa de Rovinari influenţează asupra viscozităţii, micşorînd-o într-o măsură oarecare, ceea ce se vede şi în figura 1.

Zgura cenuşii fără adaos, cu $SiO_2 + Al_2O_3 = 67,72\%$ şi $CaO = 6,75\%$ are la 1430°C viscozitatea de 347 poise, cea cu 20% CaO şi cu $SiO_2 + Al_2O_3 = 62,10\%$ şi $CaO = 27,02\%$ are viscozitatea de numai 78,185 poise la temperatura de 1440°C. Această viscozitate scade mai departe cu echilibrarea raportului $SiO_2 + Al_2O_3$ faţă de CaO, astfel că zgura cu $SiO_2 + Al_2O_3 = 48,90\%$ şi $CaO = 35,35\%$ are la 1410°C o viscozitate de numai 3,48 poise. Chiar la temperatura de 1310°C fluiditatea acestei zguri este foarte mare, 29,42 poise.



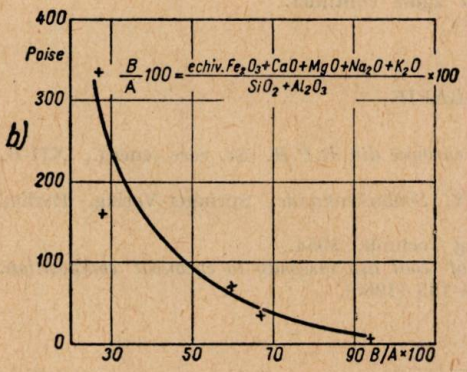


Fig. 3. — Variaţia viscozităţii la 1450°C funcţie de factorul K_{z2} (fig. 3 *a*) şi raportul bază — acid (fig. 3 *b*)

După cum se vede, viscozitatea scade cu mărirea procentajului de adaos de CaO, schimbîndu-se alura curbei. Variaţia temperaturii în funcţie de adaosul de CaO în cenuşă se poate vedea în figura 2, pentru viscozităţile de 250, 100 şi 50 poise. Figura 3 redă pentru temperatura de 1450°C variaţia viscozităţii în funcţie de factorul $K_{z2} = 0,5$ (echiv. $Fe_2O_3 + CaO$) + + MgO şi în funcţie de raportul bază-acid $\frac{Fe_2O_3 + CaO + MgO + Na_2O + K_2O}{SiO_2 + Al_2O_3} \times 100$, ambii factori calculaţi pe baza analizelor de zgură.

O concluzie a acestei lucrări este faptul că modificarea viscozităţii se bazează în special pe scăderea participaţiei procentuale în greutate a bioxidului de siliciu şi creşterea celei de oxid de calciu. Acest efect este explicabil pentru zguri atît de acide dacă se ţine seama de con-

figurația lor structurală. Zgura fiind o topitură de silicați este o sticlă, avînd grupe constructive ca și cristalele, însă o structură reticulară nesistematizată. Rețeaua de tetraedri de SiO_4 poate fi distrusă, mai mult sau mai puțin, prin vibrații puternice, deci prin ridicarea temperaturii; în mod asemănător lucrează și cationii aditivi, prin realizarea unor rupturi între tetraedele de SiO_4, datorită forțelor de atracție față de ionii de oxigen. Această modificare a rețelei structurale cvasicristaline are ca efect scăderea viscozității zgurii și a punctelor caracteristice ale cenușii.

Încercările experimentale cu adaosuri mai mari de 40% CaO din greutatea totală a amestecului cenușă-fondant nu s-au făcut din cauza lipsei unor creuzete rezistente la această viscozitate scăzută (3—4 poise). Coborîrea viscozității sub această limită nu numai că nu interesează ci este chiar nerecomandabilă în domeniul cazanelor cu evacuare lichidă.

Diferiți autori recomandă valori diferite ale viscozității zgurii pentru ca un combustibil să poată fi folosit în focare cu evacuare lichidă. Dacă analizăm în lumina acestor date zgura inițială a cărbunelui de Rovinari cu care s-au făcut experimentările, rezultă că nu este întru totul adecvată pentru astfel de instalații. Folosindu-se, o serie de adaosuri s-a reușit a se modifica fluiditatea zgurii astfel ca viscozitatea obținută prin tratarea cenușii cu adaosuri să corespundă evacuării lichide, plasîndu-se în unele cazuri chiar cu mult sub limitele admise.

Dacă analizăm curbele din punct de vedere al alurei în domeniul cercetat cu adaosuri, se vede că ele sînt scurte; aceasta însă nu ar periclita funcționarea focarului căci cenușa cu adaosurile respective în special cu 20 și 40% CaO fluidifică la temperaturi scăzute și chiar foarte scăzute pentru focarele respective. Este evident că pentru aplicarea practică nu se pune problema folosirii oxidului de calciu, ci fie a unui cărbune cu o cenușă bogată în acest oxid sau a unui fondant natural.

Lucrările în domeniul adaosurilor pentru zguri continuă.

BIBLIOGRAFIE

1. G. SINGER, *Studiul viscozității unor zguri de cărbune din R.P.R.* St. cerc. energ., XII-B, *1*,81 (1962).
2. W. GUMZ, H. KIRSCH, M.-TH. MACKOWSKY, *Schlackenkunde.* Springer-Verlag, Berlin, 1958.
3. R. DOLEZAL, *Schmelzfeuerungen.* VEB Verlag Technik, 1954.
4. W. L. SAGE, J. B. MC ILROY, *Relationship of coal ash viscosity to chemical composition.* Trans. ASME, Ser. A, April, 145—155 (1960).

CERCETĂRI DE MĂCINARE A LIGNIȚILOR DE ROVINARI ȘI FILIPEȘTII DE PĂDURE CU AJUTORUL MORII VENTILATOR DE 4 t/h

DE

N. PĂNOIU, I. CARABOGDAN și C. CRĂCIUNEANU

Cercetările experimentale de măcinarea ligniților din bazinele Rovinari și Filipești de Pădure s-au efectuat pe instalația de pregătirea prafului echipată cu mori ventilator a cazanului de abur de 20 t/h din centrala Schitu Golești [1].

Cercetările experimentale au fost efectuate în vederea obținerii unor rezultate privind măcinarea ligniților din bazinele Rovinari și Filipeștii de Pădure în schemele de prepararea prafului echipate cu mori ventilator și în vederea cunoașterii comportării acestor agregate la schimbarea combustibilului de calcul pe de o parte și la obținerea unor rezultate la scară industrială privind arderea acestor sorturi de lignit în focare echipate cu mori ventilator pe de altă parte.

În vederea cercetării comportării morilor la diferite sarcini, au fost efectuate cercetări folosindu-se la cazan fie, numai lignit fie ardere mixtă lignit-păcură.

Combustibilul lichid a fost folosit ca adaos în scopul ridicării regimului termic al focarului, regim care să asigure o funcționare normală a turnurilor de uscare.

Pentru lignitul de Rovinari s-au efectuat 4 regimuri de funcționare dintre care 3 cu ardere mixtă lignit-păcură și 1 cu arderea numai a lignitului din acest bazin.

Pentru lignitul de Filipeștii de Pădure s-au efectuat 3 regimuri de funcționare dintre care numai un regim (proba nr. 7) s-a efectuat cu ardere mixtă lignit-păcură. Cercetările au fost efectuate la debitele cazanului de 8; 10 și 15 t/h.

Morile au fost încărcate pînă la o temperatură după separatorul de praf de circa 70°C limita inferioară sub care morile se înfundă cu praf din cauza atingerii punctului de rouă.

Rezultatele experimentale obținute, comparativ cu rezultatele obținute la probele de omologarea instalației efectuate cu cărbune de Schitu-Golești [1] sînt prezentate în tabela 1.

Din analiza valorilor prezentate în tabela 1 se pot observa următoarele:

a) Calitatea ligniților de Rovinari și Filipeștii de Pădure este cu mult mai slabă decît a lignitului de Schitu-Golești, limitele de variație a componentelor analizei tehnice fiind date în tabela 2.

Tabela 2

Limitele caracteristicilor energetice ale combustibililor folosiţi

Componenţa analizei	*U/M*	Rovinari	Filipeştii de Pădure	Schitu-Goleşti
Umiditatea totală	%	27,6—38,1	20,2—22,5	31 —33,6
Umiditatea raportată	$\frac{\%}{10^3 \text{ kcal}}$			1,12—1,18
Cenuşa (la masa uscată)	%	42,4—52,0	42,6—52,1	26,2—30,6
Cenuşa raportată	$\frac{\%}{10^3 \text{ kcal}}$	—	—	0,94—1,08
Puterea cal. infer.	kcal/kg	—	—	2776—2844
Coeficient de măcinabilitate	m_{VTI}	0,75	0,74	0,5—0,76

Dacă din punctul de vedere al măcinabilităţii ambii ligniţi nu se deosebesc mult de cel de Schitu-Goleşti, din punctul de vedere al conţinutului de cenuşă aceştia depăşesc de circa 2 ori conţinutul de cenuşă al lignitului utilizat la probele de omologare.

În lucrarea [2] s-a arătat că specificul cenuşii ligniţilor romîneşti îl constituie rezistenţa scăzută a acestuia la măcinare, fapt confirmat de încărcările morilor relativ ridicate de 3 600 kg/h faţă de 3 200 kg/h pentru cărbune de Schitu-Goleşti.

b) Regimul termic şi aerodinamic al schemei de prepararea prafului este caracterizat de parametrii a căror valori sînt date comparativ cu cele obţinute la omologarea instalaţiei în tabela 3.

Tabela 3

Regimul termic şi aerodinamic al instalaţiei

Parametrul	*U/M*	Rovinari	Filipeştii de Pădure	Schitu-Goleşti
Temperatura gazelor aspirate	°C	344—475	331—455	486—666
Temperatura gazelor la intrarea în moară	°C	150—174	150—176	193—251
Temperatura amestecului după separator	°C	66— 73	67— 79	73—102
Depresiunea gazelor la intrarea în turn	mmCA	4— 6	4— 6	5— 7
Depresiunea gazelor la intrarea în moară	mmCA	34— 39	30— 34	30— 34
Presiunea de refulare a morii	mmCA	65—114	88—105	77—106
Presiune amestec după separator	mmCA	57— 83	60— 75	53— 83
Presiune amestec înainte arzător	mmCA	23— 42	24— 34	43— 55

Din analiza datelor prezentate se constată un regim termic mult mai scăzut în circuitul schemei de pregătire a prafului faţă de cel prevăzut în calcul, ca urmare a nivelului termic scăzut din focarul cazanului, nivel determinat de calitatea inferioară a combustibilului utilizat.

Datorită debitului limitat al cazanelor de păcură regimul termic al focarului nu a putut fi ridicat la nivelul necesar unei funcţionări normale a turnului de uscare.

Regimul aerodinamic rămîne practic indiferent de combustibilul utilizat.

c) Caracteristicile prafului comparativ cu cele obținute la probele de omologare se dau în tabela 4.

Tabela 4

Caracteristicile prafului obținut

Parametrul	U/M	Rovinari	Filipeștii de Pădure	Schitu-Goleşti
Debitul morilor	kg/h M_1	2300—3540	2440—3230	1724—4036
	kg/h M_2	2370—3620	2625—3515	2100—3209
Coeficientul de măcinabilitate	—	0,74	0,75	0,5—0,76
Rest pe sita de 200 μ	% M_1	41,4—49,5	19 —46,0	36,4—58
	% M_2	42,9—58,5	34,8—46,3	51,8—62
Rest pe sita de 88 μ	% M_1	64,1—74,1	46,1—71,9	63,9—79,8
	% M_2	65,7—85,5	52,2—68,9	76,1—83,6
Umiditatea prafului	% M_1	14,7—24,4	9,3—17,1	10,8—19,9
	% M_2	14,7—26,8	13,6—16,9	12,9—18,0

Din datele prezentate în tabela 4 se vede că datorită coeficienților de măcinabilitate mai ridicați pentru ambele sorturi de ligniți (Rovinari, Filipeștii de Pădure) finețea de măcinare este mai mare la aproximativ aceeași încărcare a morilor. Datorită regimului termic mai scăzut în sistemul de pregătire a prafului, praful obținut are o umiditate cu mult peste cea recomandată în condiții normale de funcționare.

d) Consumul specific de energie electrică a variat între 8,1 și 12,8 kWh/t pentru lignitul de Rovinari și între 8,9 și 12,8 kWh/t pentru lignitul de Filipeștii de Pădure. Se observă un consum specific ceva mai ridicat decît în cazul lignitului de Schitu-Goleşti.

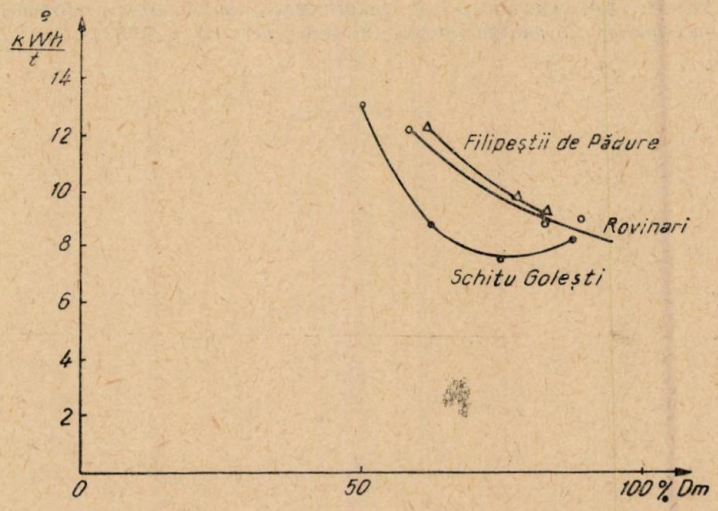


Fig. 1. — Variația consumului specific de energie electrică funcție de încărcarea morilor.

aceasta datorită unei pregătiri termice insuficiente a lignitului în turnul de uscare şi a unei recirculări mai intense în ansamblul moară-separator, ca urmare al conţinutului de cenuşă mai ridicat.

În figura 1 se dă comparativ variaţia consumului de energie electrică *e* funcţie de încărcarea morilor (debitul D_m exprimat în % din debitul nominal), pentru ligniţii experimentaţi.

CONCLUZII

— Moara ventilator proiectată pentru lignitul de Schitu-Goleşti a funcţionat normal şi pe lignit de Rovinări şi Filipeştii de Pădure, debitul morii şi regimul aerodinamic al instalaţiei de pregătire rămînînd practic acelaşi.

— Datorită calităţii inferioare a celor două sorturi de lignit, regimul termic al focarului şi inclusiv al schemei de pregătire a prafului a fost cu mult mai scăzut faţă de cel prevăzut în calcul [1].

Rezultatele obţinute la măcinarea ligniţilor din bazinele Schitu-Goleşti, Rovinari şi Filipeştii de Pădure (debite, fineţe de măcinare, consumuri specifice de energie electrică etc.) permit să se tragă concluzia că schema de prepararea prafului echipată cu mori ventilator este indicată pentru pregătirea prafului de lignit din R.P.R. în condiţii tehnice-economice avantajoase.

BIBLIOGRAFIE

1. NICULAE PĂNOIU, ION CARABOGDAN, GEORGE SINGER, *Cercetări privind schemele de prepararea prafului la instalaţiile de ardere pentru cazane de debite mijlocii şi mari pe lignit echipate cu mori ventilator cu aplicaţii la cazanul IPROM de 20 t/h.* St. cerc. energ. B, *2* (1962).
2. NICULAE PĂNOIU, ION CARABOGDAN, C. CRĂCIUNEANU, *Studiu asupra rezistenţei la măcinare a ligniţilor din bazinul Oltenia.* St. cerc. energ. B, *3* (1962).

MĂCINABILITATEA LIGNIȚILOR DIN BAZINUL OLTENIA

DE

N. PĂNOIU, I. CARABOGDAN și C. CRĂCIUNEANU

Pe baza metodelor de experimentare arătate în [1], [2], [3], [4], [5], [6] în lucrarea de față se prezintă coeficienții de măcinabilitate a ligniților din principalele mine ale bazinului Oltenia și a ligniților ce urmează a fi folosiți la C.T.E. Craiova în prima etapă (C.T.E. — I) și în etapa finală (C.T.E. — II).

În lucrare se arată, de asemenea, influența granulației inițiale a lignitului, umidității și cenușii asupra rezistenței la măcinare.

Caracteristicile tehnice ale combustibililor folosiți sînt date în tabela 1.

Tabela 1

Analizele combustibililor studiați

Combustibilul	$W t^i$ %	A^u %	$M V^c$ %	P_{ci} kcal/kg	Analiza granulometrică %			
					< 5	5—12	12—30	> 30 mm
Leorda	38,85	30,3	62,6	2 296	5,3	3,4	25,1	66,2
Horăști	42,4	25,1	60,9	2 370	11,4	7,2	35,8	45,6
Rovinari mina 1	40,8	40,5	69	1 812	16,9	7,3	28,2	47,6
Roșia de Jiu	44,9	15,0	58,5	—	3,6	3,1	32,5	60,8
Rovinari 80—350 mm	41,9	30,0	62,6	2 264	7,8	4,2	20,0	68,0
Rovinari 0—700 mm	38,9	34,5	62,0	2 119	16,3	7,0	30,4	46,3
Rovinari carieră	39,3	38,2	63,4	1 886	10,0	6,9	34,6	45,5
Rovinari mina 2	39,3	52	63,3	1 311	16,8	6,8	25,8	50,6
Rovinari 0—80 mm	35,9	51,6	67,0	1 605	36,7	10,3	31,3	31,7
Albeni galeria I	36,4	44,2	55,8	1 802	11,2	6,6	14,2	68,0
Albeni plan înclinat	33,7	50,4	67,0	1 571	9,5	5,7	27,3	57,4

Din analizele granulometrice ale probelor cu excepția probei de Rovinari 0—80 mm rezultă că conținutul de praf este foarte redus ($R_{5\,mm} > 84\,\%$), ceea ce conduce la coeficienți de măcinabilitate cu valori spre limita superioară. În lucrare s-a folosit metoda *VTI* și metoda morii ventilator.

Coeficienții de măcinabilitate ai ligniților studiați sînt prezentați în t

Tabela 2

Coeficienții de măcinabilitate a cărbunilor studiați

Combustibilul	W^a %	A^u %	Metoda *VTI*		Met. morii vent.	
			R_{88}	m_{VTI}	R_{88}	m_V
Horăști	22,9	25,1	90,00	0,44	89,73	0,55
Leorda	19,1	30,3	89,78	0,45	89,27	0,58
C.T.E. II	18,8	32,3	88,70	0,49	87,47	0,69
C.T.E. I	18,2	32,9	87,58	0,52	87,7	0,67
Rovinari mina 1	24,1	40,5	88,28	0,50	87,3	0,70
Roșia de Jiu	15,5	15,0	84,52	0,61	87,17	0,71
Rovinari 80—350 mm	16,3	30,0	82,42	0,67	86,87	0,72
Rovinari 0—700 mm	15,2	34,5	82,36	0,67	85,83	0,78
Rovinari carieră	17,5	38,2	87,70	0,52	85,27	0,82
Rovinari mina 2	17,6	52,0	82,50	0,67	82,66	0,98
Albeni galeria I	16,5	44,2	84,26	0,62	82,40	0,99
Albeni plan înclinat	16,3	50,4	79,70	0,74	82,00	1,02
Rovinari 0—80 mm	16,1	51,6	80,9	0,71	80,73	1,10

În figura 1 se prezintă curbele granulometrice ale produsului măcinat în moara ventilator. În figura 2 se prezintă curbele granulometrice ale produsului măcinat în moara cu bile *VTI*.

Analizînd valorile prezentate în tabela 2 se constată o măcinabilitate scăzută a ligniților din întreg bazinul Oltenia ($m_{VTI} = 0,45 - 0,71$), măcinabilitate ce se situează în general sub valorile prezentate în diverse lucrări pentru cărbuni similari [5], [6].

Este interesant de observat că minele situate în partea de sud-vest a bazinului au cărbuni cu rezistența la măcinare cea mai ridicată (la o calitate mai bună) și că aceasta scade spre partea de nord-est a bazinului o dată cu scăderea calității. În limitele erorilor de măsură ordinea clasificării ligniților din acest bazin, din punct de vedere al rezistenței la măcinare, stabilită prin cele două metode experimentale, este aceeași.

În tabela 3 se prezintă rezultatele experimentale obținute la studiul influenței combustibilului inițial asupra coeficientului de măcinabilitate pentru fracțiile granulometrice 0—12, 12—30 și 30—80 mm, fracții extrase din sortul comercial 0—80 mm și pentru sortul comercial 80—350 mm.

Tabela 3

Influența granulației inițiale a probei asupra rezistenței la măcinare a lignitului Rovinari

Granulația inițială a combustibilului	A^u %	Metoda *VTI*		Metoda morii ventilator	
		R_{88} %	m_{VTI}	R_{88} %	m
0—12 mm	58,90	82,04	0,68	80,00	1,14
12—30 mm	53,20	84,56	0,61	84,00	0,89
30—80 mm	42,70	84,78	0,60	85,03	0,83
80—350 mm	31,60	86,8	0,54	87,10	0,71

Din examinarea valorilor tabelei 3 se constată o creștere a rezistenței la măcinare cu creșterea granulației combustibilului. Această creștere este datorită faptului că la fracțiile mărunte granulele de combustibil prezintă mai multe fisuri și că în aceste fracții apare o concentrare a sterilului care se macină mai ușor decît cărbunele.

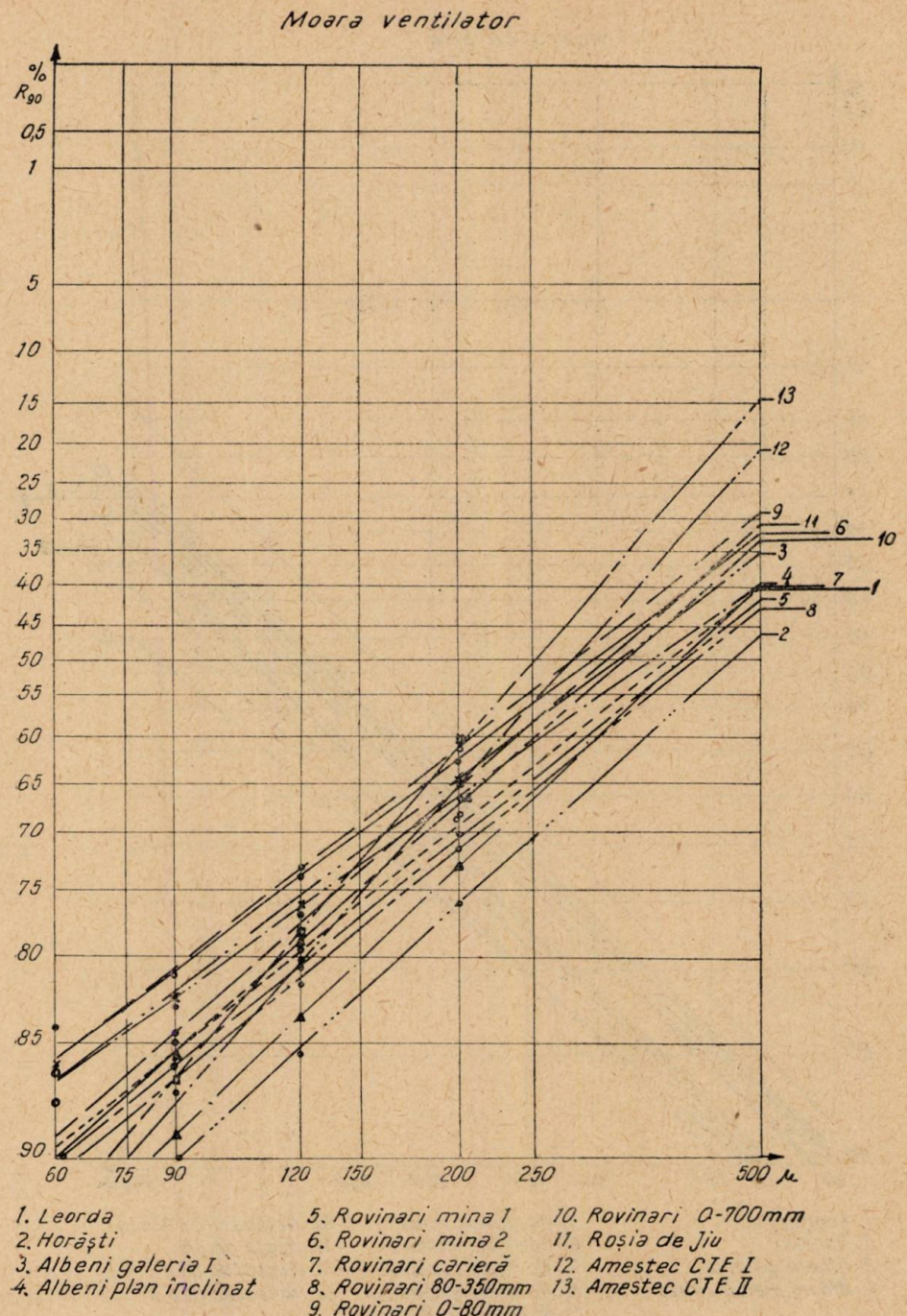


Fig. 1. — Curbele granulometrice ale ligniților măcinați în moara ventilator.

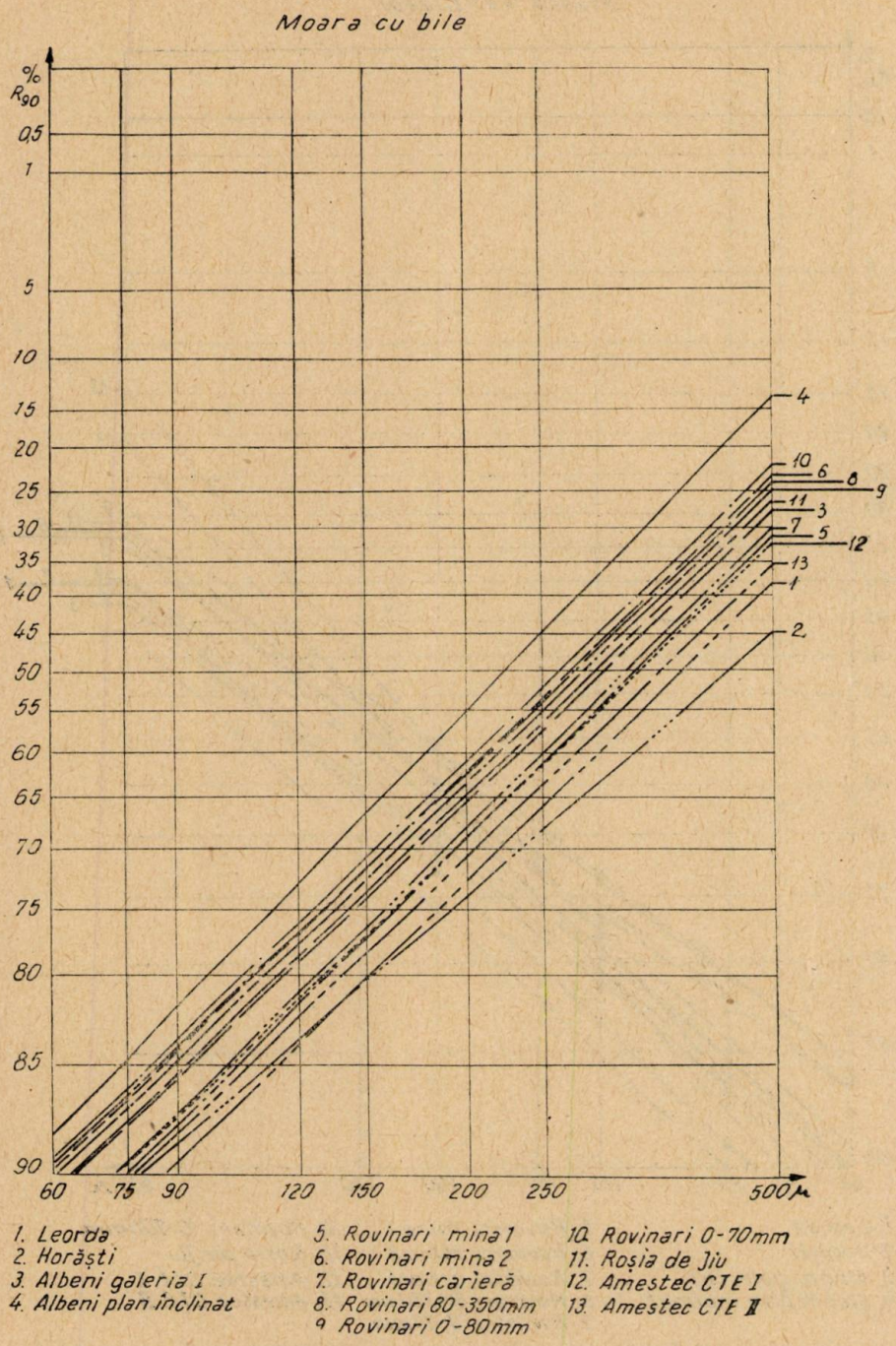


Fig. 2. — Curbele granulometrice ale ligniților măcinați în moara cu bile *VTI*.

În vederea cunoașterii comportării agregatelor de măcinare în timpul exploatării s-a studiat influența conținutului de cenușă, la masa uscată, pentru lignitul de Rovinari sortul granulometric 80—350 mm. În vederea descenușării lignitului în lichide dense, sortul Rovinari 80—350 mm a fost redus la intervalul 5—30 mm cu aruncarea fracției de 0—5 mm. Această operație a condus la reducerea conținutului de cenușă de la $A^u = 30\%$ până la $A^u = 26{,}39\%$. Fracția 5—30 mm a fost spălată în clorură de zinc cu densitatea 1,4 și cărbunele flotat după spălarea cu apă și uscare, a avut un conținut de cenușă $A^u = 19{,}24\%$. Mixtele rezultate au fost adăugate la cărbunele cu $A^u = 26{,}39\%$ obținîndu-se un cărbune sortat 5—30 mm, îmbogățit cu steril, cu un conținut de cenușă $A^u = 31{,}60\%$.

Cu aceste probe s-a determinat coeficienții de măcinabilitate prin metoda morii cu bile *VTI* și a morii ventilator, rezultatele fiind prezentate în tabela 4.

Tabela 4

Caracteristicile lignitului Rovinari 80—350 mm folosit la determinarea influenței conținutului de cenușă asupra rezistenței la măcinare

Combustibilul	Wa %	A^u %	Metoda *VTI*		Metoda morii ventilator	
			R_{88} %	m_{VTI}	R_{88} %	m_V
Rovinari 80—350 mm	16,3	31,6	86,8	0,54	87,10	0,71
Rovinari 80—350 mm	16,3	26,39	88,1	0,50	88,5	0,63
Rovinari 80—350 mm	16,3	19,24	88,9	0,48	89,0	0,60

Din acest tabel se constată că rezistența la măcinare scade cu creșterea conținutului de cenușă. Această variație se poate vedea în figura 3, în care se prezintă influența conținutului de cenușă, raportat la masa uscată, asupra coeficientului de măcinabilitate, pentru lignitul Rovinari 80—350 mm.

Aceste rezultate confirmă într-o oarecare măsură rezultatele obținute la influența granulației inițiale a probei asupra coeficientului de măcinabilitate. La acest sort de lignit se observă o creștere a coeficientului de măcinabilitate cu circa 10% la o creștere de circa 12% a conținutului de cenușă. Alura curbei confirmă rezultatele obținute de cercetătorii cehi [5] și bulgari [6] în acest domeniu, pentru lignitii din țările respective.

Analizîndu-se variația coeficientului de măcinabilitate în funcție de umiditatea lignitilor din bazinul Oltenia s-a constatat după cum rezultă din figura 4 și tabela 5 că acest coeficient se micșorează cu creșterea umidității probei.

Tabela 5

Influența umidității asupra rezistenței la măcinare a lignitului de Rovinari

Combustibilul	Wa %	A^u %	Metoda *VTI*		Metoda morii ventilator	
			R_{88} %	m_{VTI}	R_{88} %	m_V
Rovinari 0— 80 mm	9,02	40,3	70	1,0	78	1,28
Rovinari 0— 80 mm	17,70	36,4	79	0,77	84	0,9
Rovinari 0— 80 mm	20,59	34,3	82,3	0,67	86,5	0,74
Rovinari 80—350 mm	11,10	30,0	87,10	0,53	84,4	0,87
Rovinari 80—350 mm	15,90	30,0	89,6	0,455	87,1	0,705
Rovinari 80—350 mm	20,82	30,0	89,5	0,45	88,8	0,6

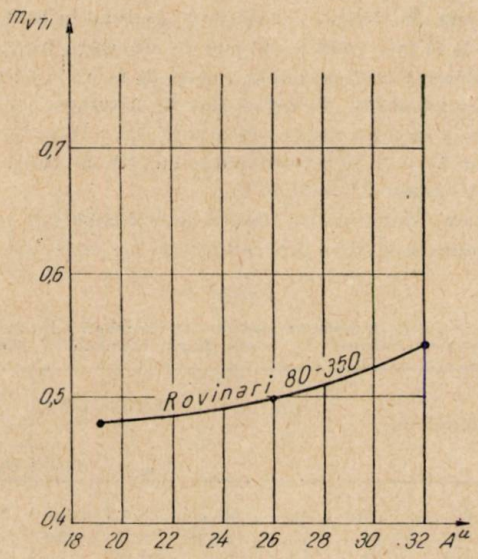


Fig. 3. — Influenţa conţinutului de cenuşă la masă uscată asupra coeficientului de măcinabilitate la lignitul Rovinari 80—350 mm.

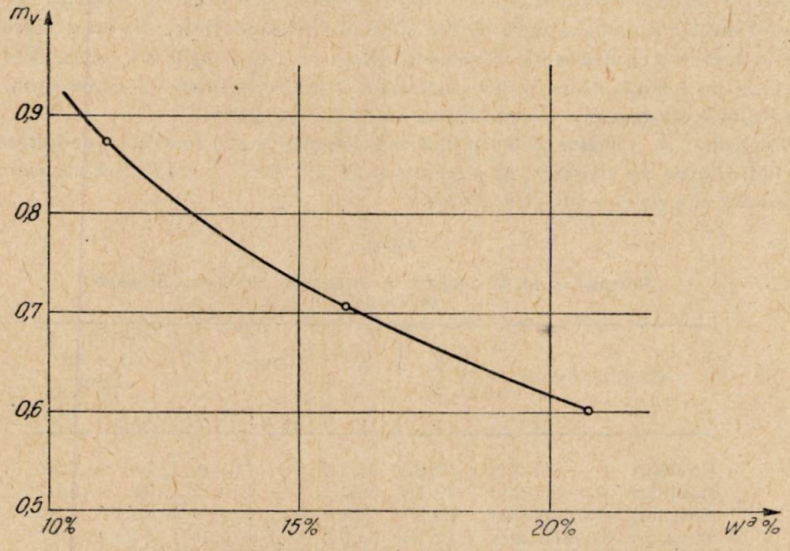


Fig. 4. — Variaţia coeficienţilor de măcinabilitate a lignitului de Rovinari funcţie de umiditatea probei.

CONCLUZII

Din cercetările efectuate reies următoarele concluzii:

— Măcinabilitatea lignitilor din bazinul Oltenia reflectă o rezistență relativ mare la măcinare, caracteristică energetică de care trebuie ținut seama la calculul și alegerea morilor de cărbune.

— Variația rezistenței la măcinare în cuprinsul bazinului este relativ redusă și ca atare schimbarea combustibilului din orice punct al acestui bazin nu aduce dificultăți instalațiilor de măcinare.

— Sorturile granulometrice mari prezintă o rezistență ridicată la măcinare, reducerea debitului morilor însă, cauzată de creșterea rezistenței la măcinare a acestor sorturi, este compensată de puterea calorifică mai ridicată a acestora.

— Cenușa, raportată la masa uscată, influențează rezistența la măcinare în sensul că creșterea acesteia conduce la scăderea rezistenței la măcinare în această situație, crescînd posibilitățile de măcinare ale morilor în condițiile mai grele de funcționare ale focarului care funcționează cu combustibil cu un conținut de cenușă mărit.

— Prin creșterea umidității lignitului în momentul măcinării, se mărește rezistența acestora; aceasta conducînd la scăderea debitului morilor, reducerea fineței de măcinare și a gradului de pregătire a prafului precum și la o funcționare dificilă a focarului (praf umed și cu granulație grosieră).

BIBLIOGRAFIE

1. D. Buimovici, D. Biclesanu, *Măcinabilitatea cărbunilor din R.P.R. I. Metoda morii cu bile.* St. cerc. energ., *3*, 411—421 (1957).
2. I. Carabogdan, *Măcinabilitatea cărbunilor din R.P.R. II. Metoda morii ventilator.* St. cerc. energ., *1*, 7—19 (1959).
3. — *Măcinabilitatea unor cărbuni din R.P.R. Echivalența coeficienților de măcinabilitate determinați prin metodele morii ventilator și cei determinați prin metodele internaționale.* St. cerc. energ., *3*, 529—531 (1959).
4. И. Карабогдан, *Размолоспособность некоторых сортов углей PHP.* Revue d'électrotechnique et d'énergétique, *2*, 341—349 (1959).
5. O. Vodacek, *Melitelnost tubuch paliv.* Energetyka CSR, *7*, 17—27 (1953).
6. Șt. A. Popov, *Smilosmosti na nașite ligniți vigliscevo-Godișnic na NITIG*, Sofia, 1956.

Pentru a vă asigura o colecție completă și primirea la timp a revistei, reînnoiți abonamentul Dvs. pentru anul 1963.

ABONAMENTELE SE FAC LA OFICIILE POȘTALE, AGENȚIILE POȘTALE, FACTORII POȘTALI ȘI DIFUZORII VOLUNTARI DIN ÎNTREPRINDERI ȘI INSTITUȚII.

A. 2. R F 2701/B

ACADEMIA REPUBLICII POPULARE ROMÎNE
INSTITUTUL DE ENERGETICĂ

STUDII ŞI CERCETĂRI DE ENERGETICĂ

B

TERMOENERGETICĂ ŞI UTILIZAREA ENERGETICĂ A COMBUSTIBILILOR

BUDAPEST MOSZAK KÖZPONTI KÖNYVTÁRA 1848

1963 APR 2 9

4

EDITURA ACADEMIEI REPUBLICII POPULARE ROMÎNE
St. cerc. energ. Vol. 12 Nr. 4-B p. 413—548 Bucureşti 1962

ACADEMIA REPUBLICII POPULARE ROMÎNE
INSTITUTUL DE ENERGETICĂ

STUDII ŞI CERCETĂRI DE ENERGETICĂ

Seria B

TERMOENERGETICĂ ŞI UTILIZAREA ENERGETICĂ A COMBUSTIBILILOR

Tomul XII, nr. 4, 1962 **Apare de 4 ori pe an**

COMITETUL DE REDACŢIE

Acad. I. S. GHEORGHIU;
R. RĂDULEŢ, membru corespondent al Academiei R.P.R. — *redactor responsabil*;
M. BERCOVICI, membru corespondent al Academiei R.P.R.;
C. DINCULESCU, membru corespondent al Academiei R.P.R.;
C. APETREI — *redactor responsabil adjunct*;
A. C. VASILESCU — *secretar ştiinţific*;
G. BĂRĂNESCU;
I. BLUM;
T. IONESCU;
V. PIMSNER;
L. STOICESCU.

REDACŢIA: BUCUREŞTI, Şos. Vitan nr. 236

MTA Könyvtára
Nemzeteci
Kiadvanyaraiabél

ARDEREA CU STABILIZARE PERIFERICĂ ÎN FOCARE TUNEL

DE

N. ANTONESCU

Focarele tunel au o largă răspîndire în tehnica construcţiei instalaţiilor energetice. Astfel, în construcţia cazanelor mici şi în cazul particular al cazanelor tip Vuia, utilizarea focarelor tunel prezintă marele avantaj de a permite construcţii compacte, deoarece în jurul acestora se pot dezvolta suprafeţe radiante şi convective amplasabile într-un gabarit mic. Din focarele tunel, un interes deosebit îl prezintă — atît pentru aplicaţiile practice, cît şi pentru cercetarea fenomenului arderii — focarul tunel cilindric, focar care faţă de cel cu secţiune dreptunghiulară are avantajul unei simetrii axiale, deci elimină efectele de colţ.

1. DESFĂŞURAREA ARDERII LINIARE ÎN FOCARELE TUNEL CILINDRICE

Printr-un curent liniar este definit un curent de gaz în cîmpul căruia componenta tangenţială a vitezei este nulă.

Desfăşurarea arderii într-un curent liniar în focare tunel a fost studiată de mai mulţi autori [1] — [5] într-un caz relativ simplu, acela în care sursa de aprindere este punctiformă plasată pe axa tunelului, viteza de apropiere a amestecului combustibil constantă pe secţiune şi viteza de ardere constantă şi cunoscută.

În cazurile practice de focare tunel, astfel cum se întîlnesc în instalaţiile energetice, schemele de calcul propuse în literatura citată nu pot fi aplicate, deoarece în general stabilizarea flacării nu se face punctiform în centrul tubului ci pe o coroană inelară care poate să fie un obstacol (sau o flacără pilot circulară) pe marginea focarului, sau marginea unei diafragme de stabilizare.

Calculul teoretic al camerelor de ardere cu astfel de flăcări este relativ mai complicat şi necesită formularea ecuaţiilor de bază ale arderii şi curgerii astfel încît să ţină seama de condiţiile iniţiale şi condiţiile limită impuse.

În cele ce urmează, vor fi adoptate următoarele notații principale :
w — viteză,
F — suprafața secțiunii jetului de amestec combustibil,
S — secțiunea tunelului,
p — presiunea,
x — abscisa (axa tunelului),
ρ — densitatea,
T — temperatura,
C_p — căldura specifică și indicii,
0 — secțiunea de intrare în tunel,
a — amestecul combustibil,
g — gaze de ardere.

Focarul tunel care se calculează, funcționează cu amestec prealabil omogenizat, astfel cum rezultă din omogeneizatorul arzătorului cu care este echipat întotdeauna focarul. Într-o secțiune oarecare a acestui focar este dispusă o sursă periferică circulară de aprindere, care funcționează în regim datorită recirculării continue a unei cantități oarecare de gaze fierbinți din zona produselor de ardere.

În cele ce urmează, calculele vor fi efectuate pentru două variante : într-o primă variantă se vor adopta unele ipoteze simplificatoare admise în general pentru astfel de calcule, iar în a doua variantă, se va analiza cazul real al desfășurării procesului.

1.1. *Calculul simplificat al procesului de ardere.* Ipotezele simplificatoare admise în general pentru astfel de calcule [1], [3] se referă la neglijarea influenței temperaturii ridicate a frontului de flacără asupra zonei de amestec nears. Această ipoteză este justificată dacă se ține seama că aerul este diaterman și că proporția CH_4 în amestec este foarte redusă (1 : 10).

În cursul experimentărilor această ipoteză a fost verificată prin ridicarea cîmpului de temperaturi în diferite secțiuni ale focarului.

O a doua ipoteză, de asemenea admisă de alți autori [1], [3], [4], este că pierderile de căldură ale focarului pînă la terminarea zonei de ardere pot fi neglijate.

În sfîrșit, a treia ipoteză admisă în calcule simplificate, care conduce însă la rezultate suficient de apropiate de cele reale, este că arderea se face pe suprafața frontului de flacără (ca în arderea laminară) și deci grosimea frontului de flacără este neglijabilă.

Ținînd seama de premisele enunțate, pentru determinarea relațiilor de calcul se vor scrie ecuațiile de bază energetice și de curgere pentru modelul de focar prezentat în figura 1.

Ecuația conservării masei pentru întregul curent, scrisă pentru o secțiune oarecare x și cea vecină $x + dx$ are forma

$$\rho_a \int_0^F w_a \cdot dF + \rho_g \int_F^S w_g dF = \rho_a \int_0^{F-dF} (w_a + dw_a)\, dF + \\ + \rho_g \int_{F-dF}^S (w_g + dw_g)\, dF . \qquad (1)$$

În ecuația (1), ca și în cele ce urmează se ia în considerare faptul că presiunea statică este constantă pe secțiune.

Ecuația cantității de mișcare pentru secțiunile x și $x + dx$ este

$$-S \cdot dp = \rho_a \int_0^{F-dF} (w_a + dw_a)^2 \, dF + \rho_g \int_{F-dF}^{S} (w_g + dw_g)^2 \, dF - \\ - \left[\rho_a \int_0^F w_a^2 \, dF + \rho_g \int_F^S w_g^2 \, dF \right]. \tag{2}$$

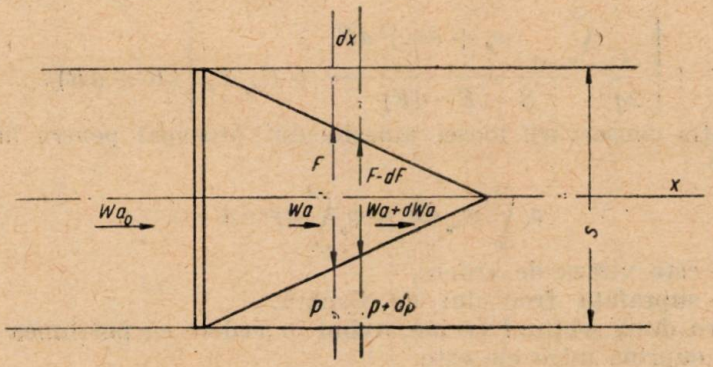


Fig. 1. — Focarul tunel cu stabilizare periferică.

Ecuația energiei pentru curentul de amestec proaspăt va avea forma

$$-dp = \frac{1}{2} \rho_a \, d(w_a)^2 . \tag{3}$$

Se definește în continuare proporția de gaze arse R în secțiunea F ca raportul maselor gazelor de ardere din secțiunea respectivă și amestecului combustibil din secțiunea inițială (înainte de ardere).

$$R = \frac{\rho_g \int_F^S w_g \, dF}{\rho_a \int_0^S w_{a_0} \, dF} . \tag{4}$$

Cifra R variază între 0, înaintea combustiei și 1 la finele combustiei. Ecuația energiei pentru condițiile inițiale și finale ale arderii este

$$C_{p_a} T_a + \frac{A}{2g} \frac{\int_0^S w_{a_0}^2 \, dF}{S} + Q_0 = C_{p_g} T_g + \frac{A}{2g} \frac{\int_0^S w_g^2 \, dF}{S} , \tag{5}$$

unde prin Q_0 s-a notat puterea calorică a debitului de masă.

În mod analog se scrie ecuația conservării energiei pentru două secțiuni vecine, x și $x + dx$

$$(1 - R)\left[C_{p_a} T_a + \frac{A}{2g}\frac{\int_0^F w_a^2\, dF}{F}\right] + \left[\frac{A}{2g}\frac{\int_F^S w_g^2\, dF}{S-F} + C_{p_g} T_g\right]\cdot R +$$

$$+ dQ = [1 - (R + dR)]\left[C_{p_a} T_a + \frac{A}{2g}\frac{\int_0^{F-dF} (w_a + dw_a)^2\, dF}{F - dF}\right] +$$

$$+\left[\frac{A}{2g}\frac{\int_{F-dF}^S (w_g + dw_g)^2\, dF}{S-(F-dF)} + C_{p_g} T_g\right](R + dR). \qquad (6)$$

Ecuația conservării masei amestecului proaspăt pentru întreg curentul este

$$\rho_a \int_0^S w_{a_0}\, dF = \rho_a \int_0^A u_T \cdot dA\ , \qquad (7)$$

unde u_T — este viteza de ardere,

A — suprafața frontului de flacără.

Pentru două secțiuni vecine, având în vedere că porțiunea de front de flacără cuprins între ele este

$$dA = dx \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{4F}{\pi}} = 3{,}54\sqrt{F}\cdot dx\,, \qquad (8)$$

rezultă ecuația conservării masei amestecului proaspăt

$$\rho_a \int_0^F w_a\, dF = \rho_a \int_0^{F-dF} (w_a + dw_a)\, dF + \rho_a\, u_T \cdot 3{,}54\sqrt{F}\cdot dx\,. \qquad (9)$$

În ecuația (6) au fost întrebuințate două variabile echivalente (pentru claritatea formulei) R și Q. Este evident, având în vedere definiția lui R din formula (4), că

$$R = \frac{Q}{Q_0}\,, \text{ respectiv } dR = \frac{1}{Q_0}\, dQ\,. \qquad (10)$$

Din ecuațiile prezentate mai sus rezultă că este necesară cunoașterea valorilor integrale de forma

$$\int w_a\, dF\,, \quad \int (w_a + dw_a)\, dF\,, \qquad (11')$$

$$\int w_a^2\, dF\,, \quad \int (w_a + dw_a)^2\, dF\,, \qquad (11'')$$

$$\int w_g\, dF\,, \quad \int (w_g + dw_g)\, dF\,, \qquad (11''')$$

$$\int w_g^2\, dF\,, \quad \int (w_g + dw_g)^2\, dF\,, \qquad (11^{IV})$$

Integralele (11′) şi (11″) se pot calcula în orice secţiune dispunînd de cîmpul de viteze ridicat la rece. Cîmpul de viteze al gazelor de ardere, nu interesează decît ca valoare integrală şi rezultă sub această formă din ecuaţiile 1÷10.

În consecinţă se va nota simplificat valoarea medie a vitezelor în domeniul care interesează prin $\overline{w}$ şi se va introduce această valoare în locul expresiilor integrale.

Cu această notaţie şi efectuînd unele transformări simple, ecuaţiile care descriu procesul de ardere în focarul tunel şi care permit calculul acestuia sînt cele prezentate mai jos.

Din ecuaţia (1)

$$dF\,(\rho_g \overline{w}_g - \rho_a \overline{w}_a) + \rho_g\,(S - F)\,dw_g + F dw_a = 0\,. \tag{12}$$

Din ecuaţia (2)

$$-S \cdot dp = dF\,(\rho_g \overline{w}_g^2 - \rho_a \overline{w}_a^2) + 2\rho_a \overline{w}_a F dw_a + 2\rho_g \overline{w}_g\,(S - F)\,dw_g\,. \tag{13}$$

Din ecuaţia (3)

$$-dp = \rho_a \overline{w}_a \cdot dw_a. \tag{14}$$

Din ecuaţia (6)

$$dQ = dR\left[\frac{A}{2g}(\overline{w}_g^2 - \overline{w}_a^2) + C_{p_g} T_g - C_{p_a} T_a\right] +$$

$$+ 2\,\frac{A}{2g}\,\overline{w}_a\,(1 - R)\,dw_a + 2\,\frac{A}{2g}\,R\overline{w}_g\,dw_g\,. \tag{15}$$

Din ecuaţia (9)

$$F \cdot dw_a - w_a\,dF + 3{,}54\,u_T \sqrt{F} \cdot dx = 0\,. \tag{16}$$

Din ecuaţia (10)

$$dR = \frac{1}{Q_0}\,dQ\,. \tag{17}$$

În cele 6 ecuaţii (12) ÷ (17) figurează 7 necunoscute, pentru care se cunosc numai valorile iniţiale w_a, w_g, p, Q, R, F, x. Din aceste necunoscute se alege un parametru, cel mai convenabil este p şi se procedează la rezolvarea sistemului cu ajutorul maşinii analogice de calcul.

Rezultatele se exprimă ca relaţii

$$F = f(x)\,, \tag{18}$$

$$p = f(x)\,, \tag{19}$$

$$Q = f(x)\,, \tag{20}$$

relaţii care reprezintă rezolvarea problemei calculului focarului tunel.

Pentru un caz particular oarecare, cînd nu este justificată rezolvarea sistemului pe maşina de calcul, se poate efectua un calcul obişnuit cu

diferențe finite. În acest scop sistemul de ecuații (12) ÷ (17) se rezolvă în raport cu creșterile necunoscutelor, introducînd în plus o serie de factori adimensionali pentru simplificarea calculelor.

Se notează cu

$$\frac{\rho_g}{\rho_a} = \rho^*,$$

$$\frac{w_g}{w_a} = B,$$

$$\frac{Q}{Q_0} = R,$$

$$\frac{S}{F} = f,$$

$$\frac{w_a}{u_T} = \mu,$$

și $$\frac{f + 2(B-1)}{B(2-\rho^* B) - 1} = \varphi.$$

Efectuînd transformările sistemului și utilizînd cifrele adimensionale se obține

$$\Delta w_a = -\frac{\Delta p}{\rho_a} \cdot \frac{1}{\mu \cdot u_T}, \tag{21}$$

$$\Delta w_g = -\frac{\Delta p}{\rho_a} \cdot \frac{1}{\mu \cdot u_T} \cdot \frac{1}{\rho^* (f-1)} [\varphi(1-\rho^* B) - 1], \tag{22}$$

$$\Delta F = -\frac{\Delta p}{\rho_a} \cdot \frac{1}{\mu^2 u_T^2} \cdot F \cdot \varphi, \tag{23}$$

$$\Delta x = -\frac{\Delta p}{\rho_a} \cdot \frac{1}{\mu u_T^2} \frac{\sqrt{F}}{3{,}54} (\varphi + 1), \tag{24}$$

$$\Delta Q = -\frac{\Delta p}{\rho_a} \frac{A/g}{1 - \frac{1}{Q_0}\left[\frac{A\mu u_T^2}{2g}(B^2-1) + C_{p_g} T_g - C_{p_a} T_a\right]} \times$$

$$\times \left[1 - R + \frac{RB}{\rho^* (f-1)} [\varphi(1-\rho^* B) - 1]\right], \tag{25}$$

$$\Delta R = \frac{1}{Q_0} \cdot \Delta Q. \tag{26}$$

În cazul cînd se lucrează cu creşterile relative

$$\Delta w_a^* = \frac{\Delta w_a}{\overline{w}_a}$$

$$\Delta w_g^* = \frac{\Delta w_g}{\overline{w}_g} \qquad (27)$$

$$\Delta F^* = \frac{\Delta F}{F}$$

$$\Delta x^* = \frac{\Delta x}{\sqrt{F}},$$

trecerea de la o secţiune la alta va conduce la creşterile

$$\begin{aligned} \overline{w}_{a_2} &= \overline{w}_{a_1}(1 + \Delta w_a^*), \\ \overline{w}_{g_2} &= \overline{w}_{g_1}(1 + \Delta w_g^*), \\ F_2 &= F_1 (1 + \Delta F^*). \end{aligned} \qquad (28)$$

Ecuaţiile creşterilor relative vor fi

$$\Delta w_a^* = -\frac{\Delta p}{\rho_a} \cdot \frac{1}{\mu^2 u_T^2}, \qquad (29)$$

$$\Delta w_g^* = -\frac{\Delta p}{\rho_a} \cdot \frac{1}{B \cdot \mu^2 u_T^2} \frac{1}{\rho^* (f-1)} [\varphi(1-\rho^* B)-1], \qquad (30)$$

$$\Delta F^* = -\frac{\Delta p}{\rho_a} \cdot \frac{1}{\mu^2 u_T^2} \cdot \varphi, \qquad (31)$$

$$\Delta x^* = -\frac{\Delta p}{\rho_a} \cdot \frac{1}{\mu u_T^2} \frac{1}{3{,}54} (\varphi + 1), \qquad (32)$$

$$\Delta Q = -\frac{\Delta p}{\rho_a} [\xi] \left[1 - q + \frac{qB}{\rho^* (f-1)} [\varphi(1-\rho^* B)-1]\right], \qquad (33)$$

$$\Delta R = \frac{1}{Q_0} \cdot \Delta Q. \qquad (34)$$

1.2. *Calculul complet al procesului de ardere.* În calculul complet al procesului de ardere se ţine seama atît de faptul că frontul de flacără are o grosime finită, cît şi de faptul, mai puţin important, că între pereţii tubului focar şi gazele de ardere are loc un schimb de căldură.

Grosimea finită a frontului de flacără ţine seama de faptul că viteza nu are un salt brusc de la valoarea vitezei de înaintare a amestecului proaspăt la viteza gazelor de ardere şi nici temperatura între cele două limite.

Variația grosimii frontului de flacără și a parametrilor principali în interiorul frontului a fost tratată de Talantov [6], Vlasov [3] și alți autori.

Conform teoriei expuse de Vlasov, frontul de flacără poate fi prezentat schematic ca în figura 2.

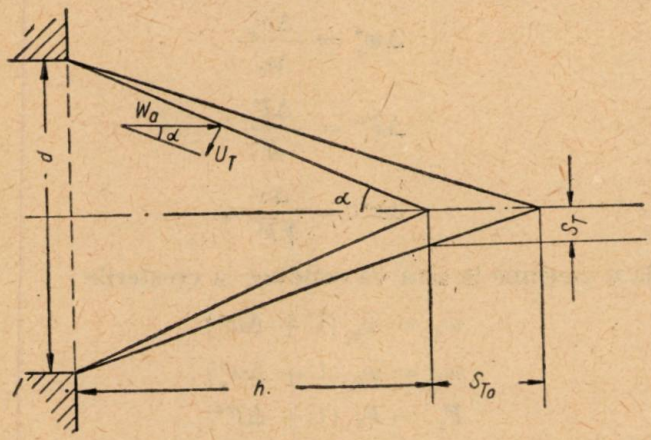


Fig. 2. — Variația grosimii frontului de flacără.

Timpul de ardere se determină din relația

$$t_{ag} = \frac{S_{T_0}}{w_a}. \tag{35}$$

Din figura 2 se vede că

$$S_{T_0} \cong S_T \frac{w_a}{u_T}, \tag{36}$$

deoarece

$$\frac{u_T}{w_a} \cong \frac{d}{2h}. \tag{37}$$

Va rezulta că timpul de ardere este :

$$t_{ag} = \frac{S_T}{u_T}. \tag{38}$$

Din analiza arderii turbulente, conform ipotezelor lui Scelkin, grosimea frontului de flacără este determinată de adîncimea deformărilor turbulente ale frontului. Dacă se notează deplasarea statistică medie a frontului de flacără cu $\sqrt{\overline{y^2}} = \sigma$, rezultă proporționalitatea

$$S_T = A \cdot \sigma. \tag{39}$$

Deplasarea medie σ poate fi exprimată de relațiile :

$$\sigma = \varepsilon \cdot h \qquad \text{pentru} \quad h \leqslant \frac{l_0}{\varepsilon}, \tag{40}$$

şi

$$\sigma = \sqrt{2\varepsilon l_0 h} \text{ pentru } h > \frac{l_0}{\varepsilon}, \tag{41}$$

unde ε şi l_0 sînt intensitatea, respectiv scala turbulenţei.

Grosimea curentă a frontului de flacără, S_x, va fi

$$S_x = \frac{A}{h} \sigma \cdot x. \tag{42}$$

Din cercetările făcute de Vlasov [3] a rezultat, ca şi în formula (39), că mărimea S_T nu este influenţată de viteza de înaintare a amestecului proaspăt, de compoziţia lui şi nici de condiţiile în care se lucrează (flacără liberă sau în tunel). Experimental s-a determinat pentru A valoarea 3, în consecinţă formula (39) devine

$$S_T = 3 \cdot \sigma, \tag{43}$$

iar formula (42),

$$S_x = \frac{6\, u_T}{d \cdot w_a} \cdot \sigma \cdot x. \tag{44}$$

Pentru calculul arderii este necesar, în afara cunoaşterii grosimii frontului de flacără, să se cunoască şi variaţia temperaturii în front. După cum a fost stabilit de Şcerbina [9], profilul variaţiei temperaturii în front este foarte complicat,

$$\frac{T - T_0}{T_{\max} - T_0} = \frac{1}{2} [1 - \Phi(t)], \tag{45}$$

însă se poate, cu suficientă precizie, aproxima curba cu o dreaptă. În consecinţă, atît variaţia temperaturii cît şi a vitezei şi densităţii va fi liniară în front.

Efectul schimbului de temperatură între gazele de ardere şi pereţii tubului focar va apare în ecuaţiile de ardere prin influenţa sa asupra temperaturii şi densităţii gazelor de ardere.

Dacă pierderea de căldură a tubului pe unitatea de lungime este Q_p, va rezulta că temperatura în două secţiuni vecine va fi

$$T_{g_{x+dx}} = T_{g_x} - \frac{Q_p \cdot dx}{R \cdot \rho_a \cdot g\, \overline{w}_{a_0} S \cdot C_{p_g}}, \tag{46}$$

sau

$$dT_g = -\frac{Q_p \cdot dx}{R \cdot \rho_a \cdot g \cdot \overline{w}_{a_0} \cdot S \cdot C_{p_g}}. \tag{47}$$

Variaţia densităţii de la o secţiune la alta va fi

$$\rho_x + d\rho = \rho_x \frac{T_{g_x}}{T_{g_x} + dT_g}, \tag{48}$$

de unde

$$d\rho = \rho\left(\frac{T_g}{T_g + dT_g} - 1\right), \tag{49}$$

sau

$$d\rho = -\rho\frac{dT_g}{T_g}. \tag{50}$$

Scrierea detaliată a ecuațiilor în care se ține seama de grosimea frontului de flacără nu se va da, deoarece ecuațiile nu diferă ca structură de cele prezentate în formulele (1), (2), (3), (6), (9), (10). Se va avea în vedere că în zona amestecului proaspăt, de la secțiunea 0 la F, termenii ecuațiilor rămîn neschimbați; în zona de la secțiunea F la secțiunea $(\sqrt{F} + 1{,}77 \cdot S_x)^2$ se vor lua valorile medii pentru temperatura gazelor de ardere $(T_g)_{S_x}$, pentru viteza gazelor de ardere $(w_g)_{S_x}$ și pentru densitate $(\rho_g)_{S_x}$ după formulele

$$(T_g)_{S_x} = \frac{1}{2}(T_a + T_g), \tag{51}$$

$$(w_g)_{S_x} = \frac{1}{2}(w_a + w_g), \tag{52}$$

$$(\rho_g)_{S_x} = \frac{1}{2}(\rho_a + \rho_g). \tag{53}$$

În ecuațiile de ardere va apare ca urmare a proceselor din interiorul frontului de flacără o variabilă suplimentară, S_x, definită de ecuația (44) și care se introduce în sistemul de ecuații de tipul (12 ÷ 17) sub forma

$$dS_x = \frac{6u_T}{d \cdot w_a} \cdot \sigma \cdot dx, \tag{54}$$

sau în ecuațiile de tipul (21) ÷ (26) sub forma

$$\Delta S_x = \frac{6\,u_T}{d \cdot w_a} \cdot \sigma \cdot \Delta x, \tag{55}$$

sau

$$\Delta S_x = -\frac{\Delta p}{\rho_a} \cdot \frac{1{,}7}{d \cdot \mu^2 u_T^2} \sigma \sqrt{F}(\varphi + 1). \tag{56}$$

Influența schimbului de căldură cu pereții focarului va apare în ecuații sub forma variației temperaturii și densității gazelor în lungul focarului. Astfel în ecuațiile (21) ÷ (26) vor apare două variabile suplimentare, și ecuațiile respective:

$$\Delta T_g = -\frac{Q_p}{R \cdot \rho_a \cdot g \cdot \overline{w}_{a_0} \cdot S \cdot C_{p_g}} \cdot \Delta x \tag{57}$$

și

$$\Delta\rho = -\rho\frac{\Delta T_0}{T_0}. \tag{58}$$

Din cele expuse rezultă că un calcul exact al arderii liniare se face prin introducerea a trei variabile suplimentare (ecuațiile (56), (57), (58)) și de aceea, ori de cîte ori nu este necesară o precizie mare a rezultatelor, se recomandă calculul simplificat expus la punctul 1.1.

2. CERCETĂRILE EXPERIMENTALE ASUPRA ARDERII LINIARE ÎN FOCARE TUNEL

Din analiza teoretică prezentată rezultă că se poate descrie cu suficientă rigurozitate procesul de ardere în tunel a unui jet liniar de amestec combustibil, stabilizat circular. În sistemul respectiv de ecuații

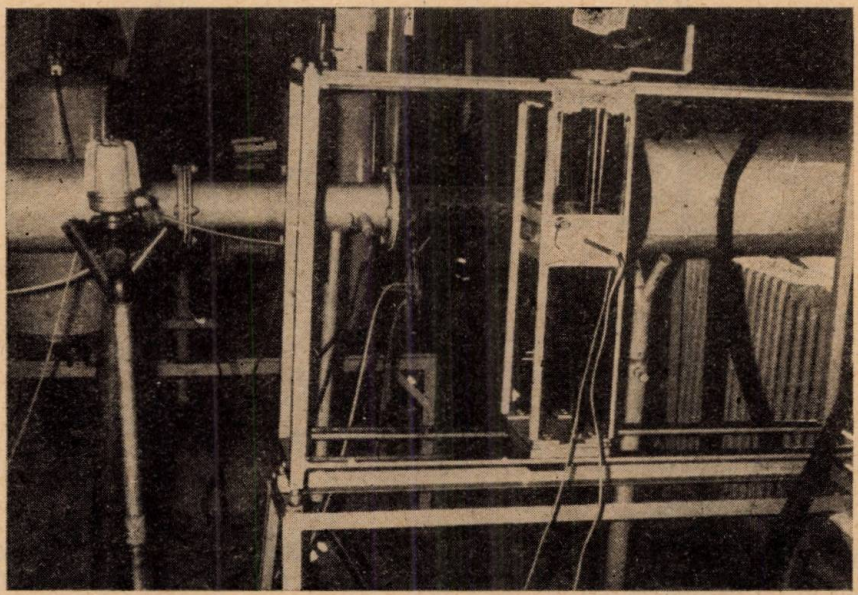


Fig. 3. — Instalația experimentală.

variabilele pot fi deduse pe baza condițiilor inițiale care descriu geometria tunelului și condițiile de curgere a amestecului combustibil la intrare în tunel. Drept condiție inițială apare și mărimea vitezei turbulente de ardere, u_T; aceasta, din datele existente în literatură nu se poate însă determina, deoarece pe de o parte datele sînt insuficiente și pe de altă parte, se referă la alte condiții de curgere decît cele studiate de noi. Apare

deci, ca o sarcină a cercetării experimentale, determinarea vitezei de ardere pentru cazul specific al fronturilor de flacără formate în focare tunel cu stabilizare periferică.

O a doua sarcină a experimentării a fost verificarea teoriei frontului de flacără sub două aspecte. Un prim aspect era dacă calculul cu ipoteze

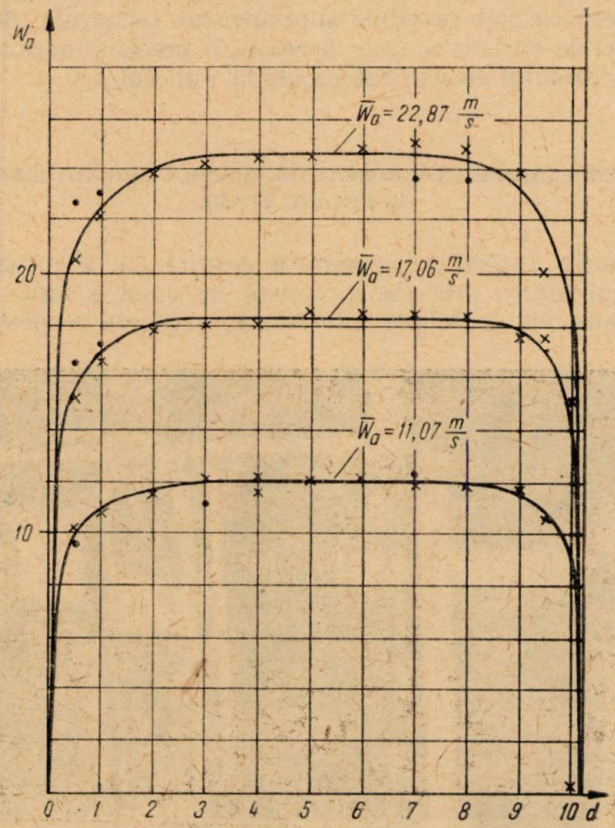


Fig. 4. — Vitezele pe secțiune pentru tubul fără diafragmă.

simplificatoare, expus la punctul 1.1., este suficient de precis ; al doilea aspect era verificarea ipotezei conform căreia, în cazul cînd se face stabilizarea pe o diafragmă, viteza de ardere nu se modifică și teoria arderii stabilizate periferic poate fi aplicată pentru noile condiții inițale ale diafragmei.

Instalația experimentală folosită, prezentată în figura 3, a permis efectuarea unor măsurători precise a cîmpului de viteză în curgerea fără front de flacără și efectuarea unor determinări de suprafețe de fronturi de flacără în funcționare la cald.

2.1. *Experimentările la rece.* În experimentările la rece, s-a ridicat cu ajutorul sondei direcționale de viteză, cîmpul vitezelor axiale pentru

tubul fără diafragmă de stabilizare și pentru tubul prevăzut cu diafragmele cu un diametru relativ $\frac{d}{D} = 0{,}4$; 0,6 și 0,8. Diagramele vitezelor pe raza tubului la diverse cote x sînt prezentate în figurile 4, 5, 6, 7.

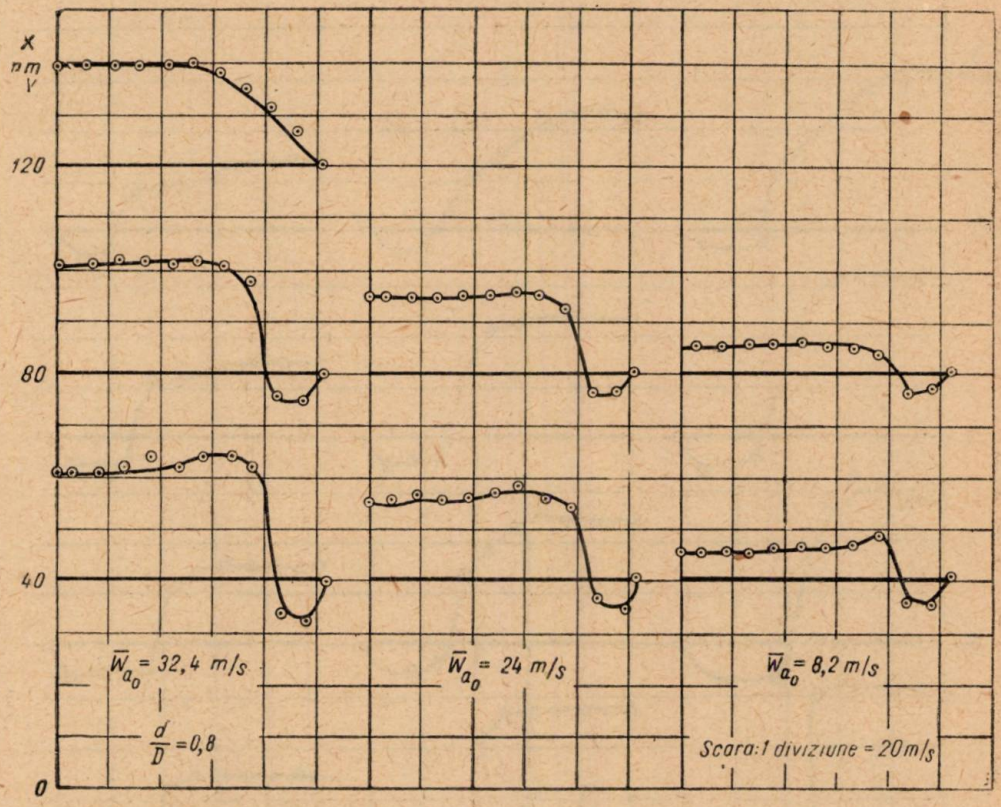


Fig. 5. — Vitezele axiale în tubul cu diafragmă $d/D = 0{,}8$.

Analizînd diagramele se constată că în prima zonă a tubului, cea corespunzătoare zonei de ardere, vitezele axiale sînt relativ uniforme și numai la distanțe mai mari vitezele de înaintare devin descrescătoare de la centru spre periferie. Vitezele axiale de întoarcere, care în cazul stabilizării pe diafragmă asigură aportul de gaze de ardere în zona amestecului proaspăt, prezintă o uniformitate destul de mare în toate secțiunile și o îngustare progresivă a zonei de întoarcere pe măsură ce jetul avansează în tub.

La viteze mari de curgere se observă, în imediata vecinătate a zonei cu viteze de înaintare, o viteză de întoarcere care poate fi de pînă la 4 ori mai mare decît vitezele uniforme de întoarcere. Acest profil de viteze este avantajos pentru condițiile de ardere, deoarece transportul de gaze de ardere în funcționare la cald trebuie să fie maxim tocmai în vecinătatea jetului de amestec proaspăt unde are loc aprinderea.

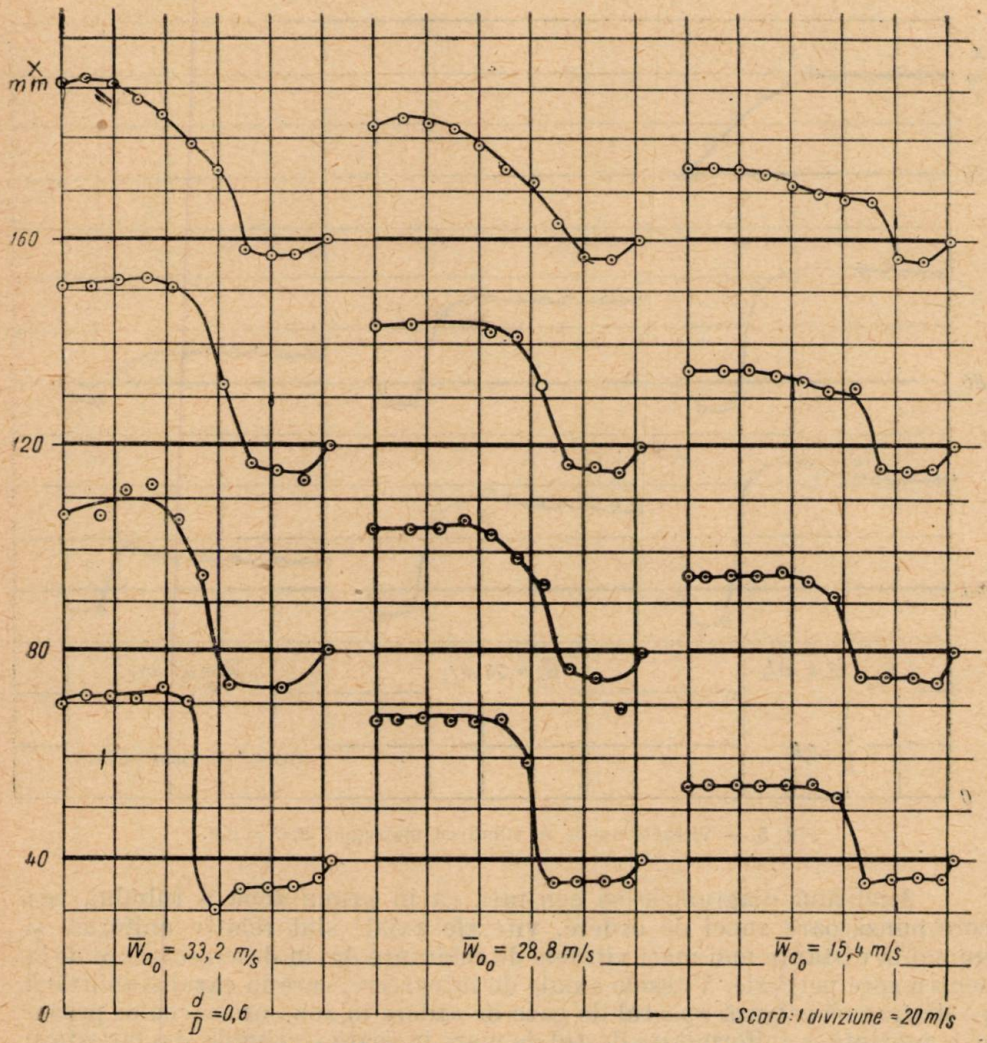


Fig. 6. — Vitezele axiale în tubul cu diafragmă $d/D = 0{,}6$.

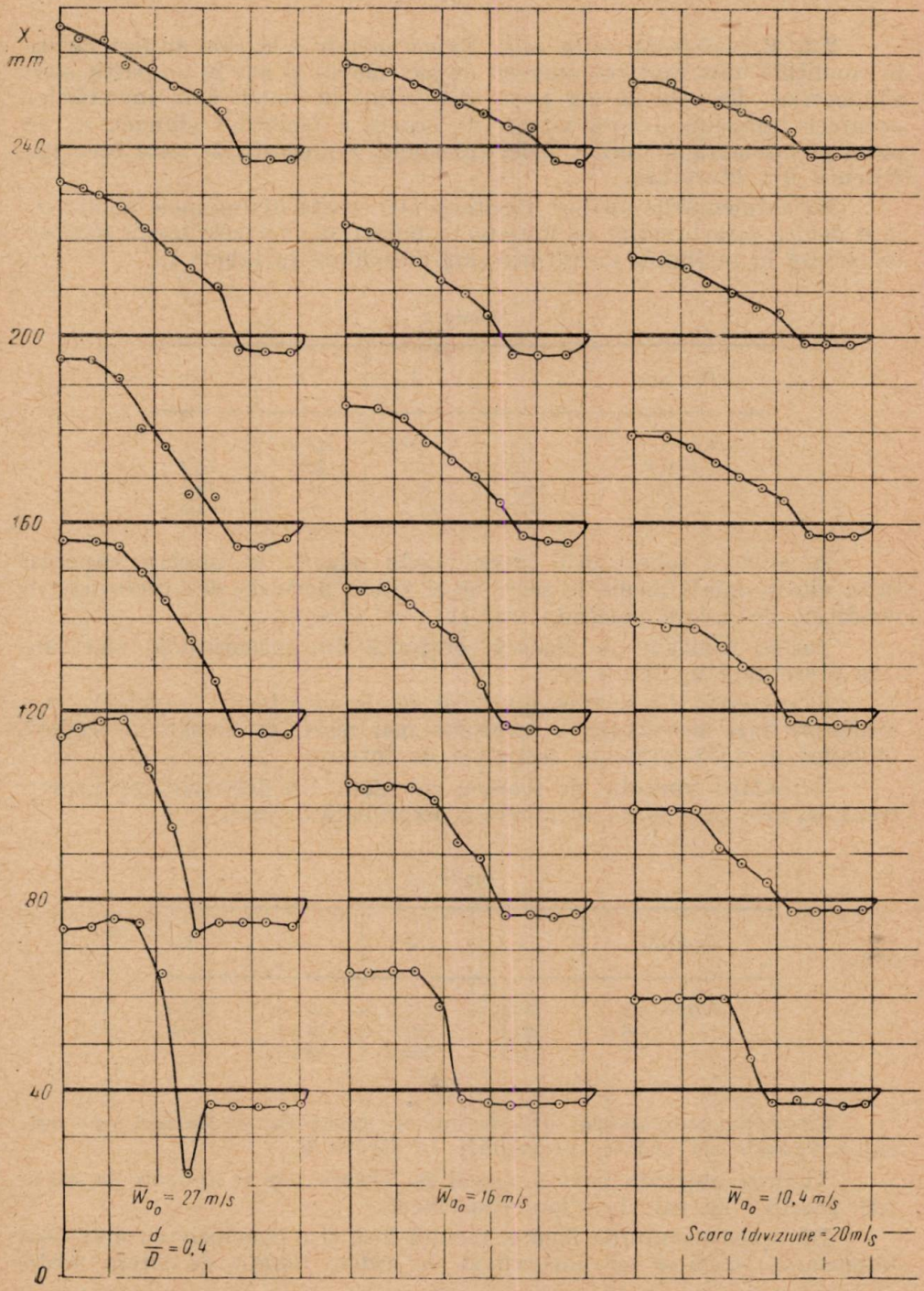


Fig. 7. — Vitezele axiale în tubul cu diafragmă $d/D = 0{,}4$.

2.2. *Experimentările la cald.* Experimentările la cald au fost făcute în condițiile unui amestec omogen de gaz metan și aer în proporție stoichiometrică. Excesul de aer nu a fost variat în cursul experimentărilor deoarece influența asupra vitezei de ardere a factorilor chimici, ca de altfel și influența factorilor fizici (presiune, temperatură), este bine cunoscută din literatură.

Experimentările au fost făcute pentru toate diafragmele analizate, la 4 debite caracteristice de amestec combustibil. Vitezele medii relative ce rezultă în secțiunile de intrare sînt prezentate în tabela 1.

Tabela 1

Regimul	1	2	3	4
d/D = 1	4,91	9,82	13,65	16
0,8	8,05	16,1	22,5	26,4
0,6	14,72	29,3	40	45,3
0,4	32,2	64,4	90	105,5

În această tabelă prin viteze medii relative se înțelege raportul între viteza axială medie în secțiune și viteza normală de ardere pentru condițiile de ardere precizate mai sus : $w^* = w_a/u_0$.

Forma frontului de flacără, obținută din măsurătorile efectuate este prezentată în figura 8.

Se constată din analiza profilelor că ele au o formă regulată, cu o conicitate mai accentuată la rapoarte mai mari, ca urmare a scăderii vitezelor medii relative în secțiunea de intrare.

Suprafața frontului de flacără, calculată din determinările experimentale, este prezentată în tabela 2, exprimată în cm^2.

Tabela 2

Regimul	1	2	3	4
d/D = 0,8	185,6	213,2	283,9	297,4
0,6	167,0	221,7	266,6	289,5
0,4	134,1	260,6	284,8	—

Corespunzător acestor dimensiuni ale frontului de flacără s-au calculat vitezele de ardere, prezentate în figura 9.

Valorile obținute pentru viteza de ardere pot fi aplicate în cazurile practice de calcul a focarelor tunel.

Din experimentările făcute, rezultă însă și o concluzie cu mult mai importantă, dacă se exprimă viteza de ardere funcție de viteza medie

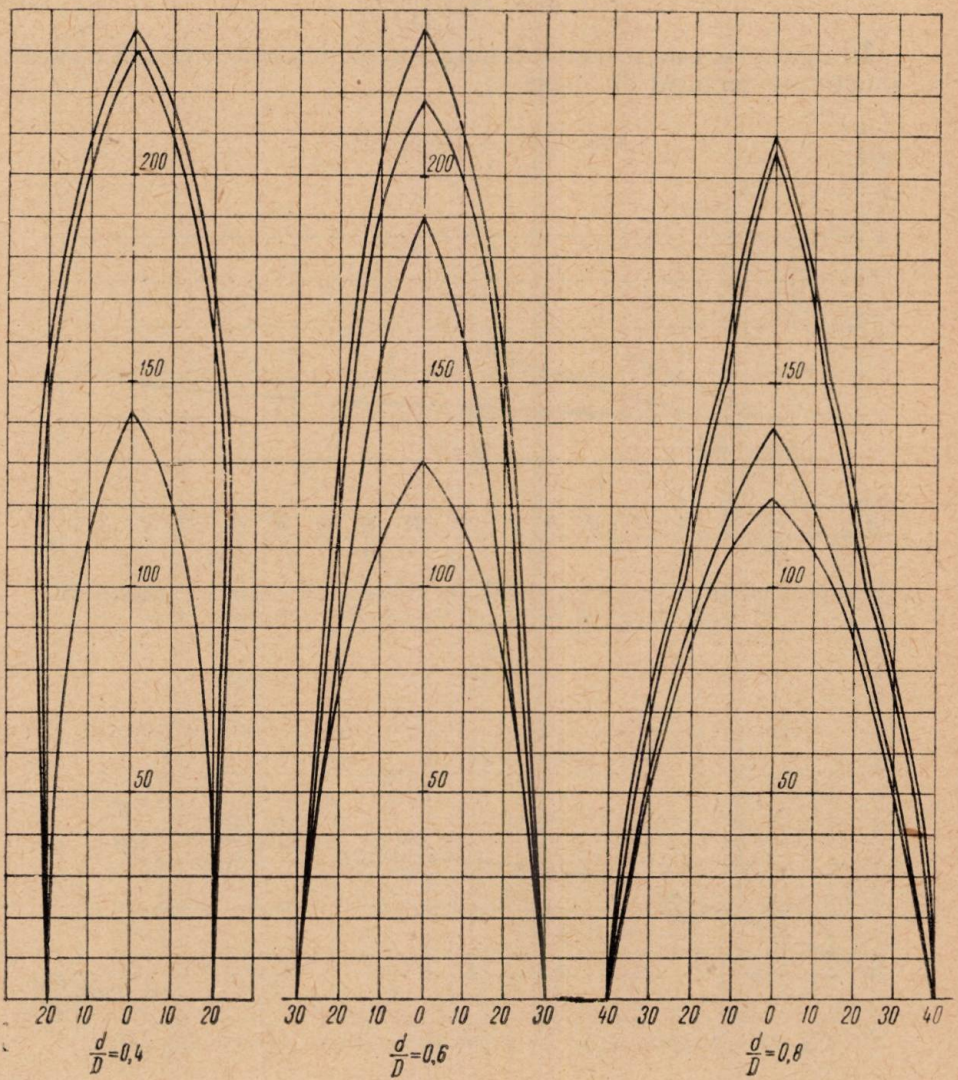


Fig. 8. — Frontul de flacără la arderea în focarul tunel.

de înaintare a amestecului combustibil în secțiunea liberă a focarului tunel ($\overline{w}_{a_0}$), sau, ceea ce este echivalent, în funcție de factorul de debit

$$\varphi = \overline{w}_a \left(\frac{d}{D}\right)^2. \tag{59}$$

În figura 10, este prezentată diagrama de variație a vitezei de ardere u_T funcție de factorul de debit φ.

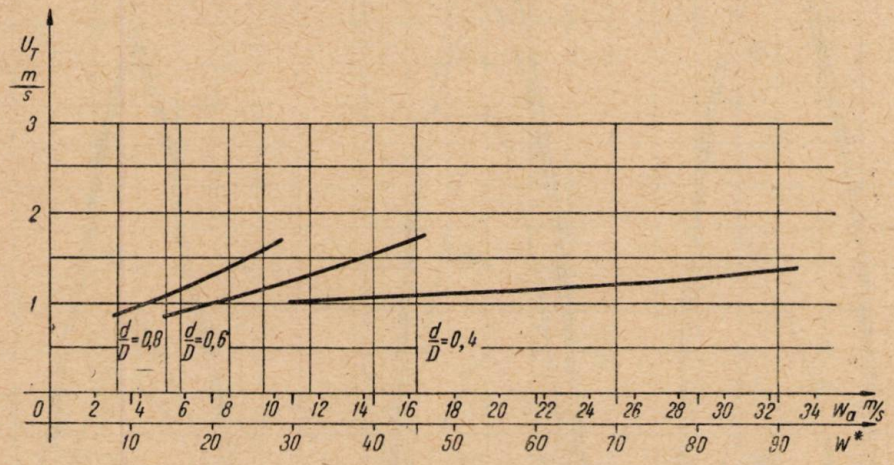


Fig. 9. — Viteza de ardere u_T funcție de viteza medie relativă a amestecului w^* și de diametrul relativ al diafragmei stabilizatoare d/D.

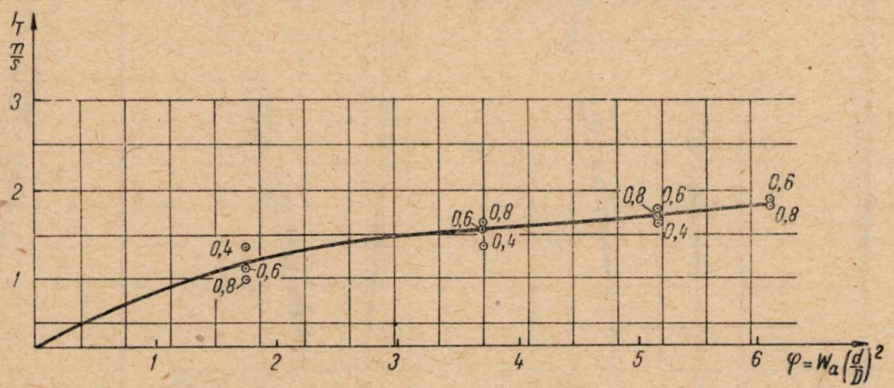


Fig. 10. — Variația vitezei de ardere u_T funcție de factorul de debit φ.

Factorul de debit φ are pentru regimurile experimentale valorile date în tabela 3.

Analizînd diagrama din figura 10 rezultă că, în limitele erorilor experimentale, viteza de ardere poate fi exprimată ca o funcție de factorul de debit φ și deci diafragma în focarul tunel are numai un rol de stabilizator, fără a influența în alt mod desfășurarea procesului de ardere. Prin

aceasta, se verifică ipoteza care a stat la baza posibilității de aplicare a teoriei arderii stabilizate periferic la ardere stabilizată pe marginea unei diafragme.

Tabela 3

Regimul	φ
1	1,86
2	3,72
3	5,18
4	6,08

Trasarea în coordonate logaritmice a diagramei $u_T = f(\varphi)$, prezentată în figura 11, permite deducerea unei relații analitice pentru calculul vitezei de ardere.

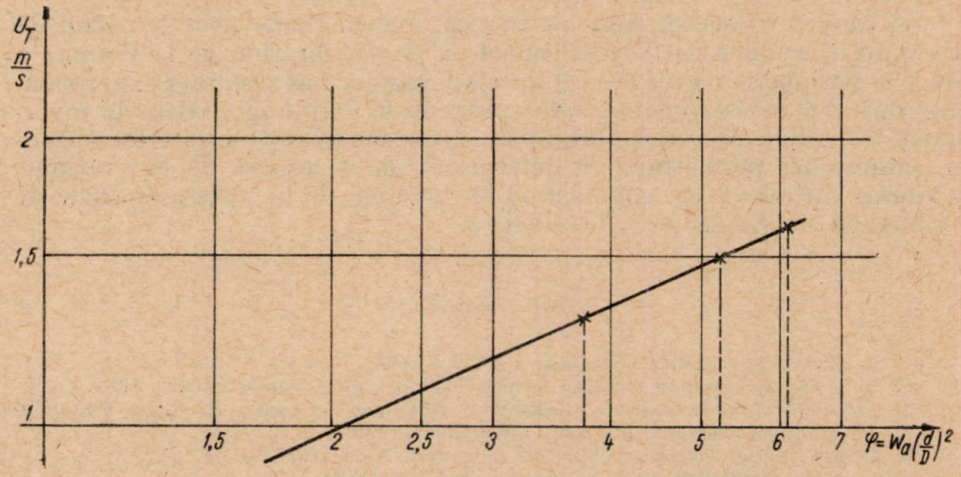


Fig. 11. — Curba în coordonate dublu logaritmice $u_T = f(\varphi)$.

Relația analitică dedusă astfel are forma

$$u_T = 0{,}72 \cdot \varphi^{0{,}436}, \tag{60}$$

sau, funcție și de viteza normală de ardere

$$u_T = 2{,}0 \cdot u_0 \cdot \varphi^{0{,}436}. \tag{61}$$

Explicitînd factorul φ, (59) se obține

$$u_T = 2{,}0 \cdot u_0 \cdot w_a^{0{,}436} \left(\frac{d}{D}\right)^{0{,}872}. \tag{62}$$

3. CONCLUZII

Lucrarea prezintă o metodă de calcul a arderii în focare tunel la care stabilizarea flăcării se face periferic sau la marginea unei diafragme. Rezultatele experimentale arată că rolul diafragmei în focarul tunel este numai cel de stabilizare. Se deduc în continuare formulele empirice din care se determină în cazurile practice viteza turbulentă de ardere funcție de viteza normală de ardere și de factorul de debit φ.

COMBUSTION À STABILISATION PÉRIPHÉRIQUE DANS DES FOYERS-TUNNEL

RÉSUMÉ

L'auteur présente, dans ce travail, une méthode pour le calcul de la combustion dans des foyers-tunnel où la stabilisation de la flamme a lieu à la périphérie ou au bord d'un diaphragme. Les résultats expérimentaux ont confirmé l'hypothèse de calcul où le diaphragme dans le foyer-tunnel n'a qu'un rôle de stabilisateur. L'auteur déduit ensuite les formules empiriques permettant de déterminer, dans les cas de la pratique, la vitesse turbulente de combustion en fonction de la vitesse normale de combustion et du facteur de débit φ.

BIBLIOGRAFIE

1. * * * *Процессы горения*. Москва, ГИФМЛ, 1961.
2. * * * *Горение в турбулентном потоке*. Москва, Изд. Акад. Наук., 1959.
3. К. П. Власов, *Стабилизация пламени и развитие процесса сгорания в турбулентном потоке*. Москва, Оборонгиз, 1961.
4. V. N. Ievlev, *Sixth symposium on combustion*. New York, 1956.
5. H. Ida, *Sixth symposium on combustion*. New York, 1956.
6. А. В. Талантов, *Основы расчета простейшей камеры сгорания*. Ав. техн., 1958, *2*.
7. F. A. Lyle, G. A. Lloyd, *Sixth symposium on combustion*. New York, 1956.
8. Д. Н. Ляховский, *Теория и практика сжигания газа*. Ленинград, Гостоптехиздат, 1958.
9. Ю. А. Щербина, *Расчет профилей температуры при горении*. Труды МФТИ, вып. 3, Москва-Оборонгиз, 1959.

ASUPRA STABILITĂȚII FLĂCĂRILOR DESCHISE LA IEȘIREA DIN TUBURI

DE

V. PIMSNER, N. ANTONESCU, D. GRECOV, M. BIENER și C. ARIEȘANU

1. PROBLEMA STABILITĂȚII FLĂCĂRILOR

Utilizarea cu performanțe optime și în condiții de maximă securitate a combustibililor gazoși reclamă cunoașterea, ca rezultat al unor cercetări științifice, a principalelor caracteristici de ardere ale acestora. Pe baza caracteristicilor obținute se pot construi instalații de ardere care să îndeplinească toate condițiile unor instalații industriale.

Una din problemele cele mai importante în construcția arzătoarelor o constituie stabilitatea arderii.

După cum se știe, flacăra unui amestec omogen de combustibil gazos și aer, formată la ieșirea dintr-un tub, are o anumită caracteristică de stabilitate, determinată de condițiile geometrice și funcționale. În afara domeniului de stabilitate la ieșirea din tub, mai apare domeniul de retur al flăcării, cînd flacăra pătrunde în interiorul tubului și domeniul de stingere a flăcării, precedat uneori de faza suspendării flăcării.

Datorită dependenței strînse a condițiilor de ardere de parametrii geometrici și funcționali ai instalațiilor de ardere, cercetările trebuie axate în primul rînd pe determinarea influenței acestor parametri asupra domeniului de stabilitate, prin metoda separării cauzelor care influențează stabilitatea.

Astfel, folosirea unor curgeri cu turbulență cunoscută permite măsurarea vitezei de ardere în diverse condiții, prin măsurători directe efectuate asupra flăcării. În același timp, aceste flăcări, produse în condițiile geometrice cele mai simple, reprezintă o situație de referință pentru studiul eficienței stabilizatorilor de diverse forme. În privința aplicabilității practice a rezultatelor obținute prin cercetările de stabilitate a flăcărilor produse la ieșirea din tuburi, este de notat că, în general, arzătoarele indus-

triale realizează flăcări libere la ieşirea din tuburi sau ajutaje. În toate aceste cazuri debitul minim de funcţionare a arzătorului este dat de limita de retur a flăcărilor, iar debitul maxim de limita de rupere a flăcării.

2. CERCETĂRILE ASUPRA STABILITĂŢII FLĂCĂRILOR

Problema stabilităţii flăcărilor este încă puţin studiată dar există totuşi unele cercetări de stabilitate a flăcării laminare la ieşirea din tub [1], [2], şi asupra stabilităţii flăcării turbulente în aceste condiţii.

Lucrările prezentate în literatura de specialitate cu privire la stabilitatea flăcărilor la ieşirea din tuburi au fost efectuate în special pe butan, amestecuri de butan şi oxidanţi şi amestecuri de combustibili gazoşi utilizaţi în energetică (gaz de iluminat, gaz de apă etc.). În toate cazurile s-a lucrat cu amestecuri omogene şi fără surse suplimentare de turbulizare a curentului [5].

Instalaţiile experimentale au fost construite pentru tuburi cu diametru relativ mic; cele mai multe experienţe sînt în domeniul tuburilor de la ∅ 3 pînă la ∅ 12 mm unele determinări au fost făcute şi pe diametre peste ∅ 12 pînă la ∅ 50 mm.

Pregătirea amestecului omogen se face în general chiar în tubul experimental, în care scop raportul l/d atinge uneori valori de 50 şi chiar 100.

Dezvoltarea flăcării la ieşirea din tub se face fie în atmosferă de aer, fie în atmosferă de gaz inert, provenit de la un arzător auxiliar, sau dintr-o butelie cu azot. Rezultatele obţinute în ceea ce priveşte izolarea flăcării cu atmosferă de gaz inert nu sînt concludente; unele cercetări indică independenţa fenomenelor de retur şi de rupere funcţie de atmosfera în care se desfăşoară flacăra, alte cercetări indicau o influenţă a mediului ambiant şi utilitatea izolării flăcării. După cum se va vedea totuşi din analiza fenomenului, este mai justificată ipoteza că atmosfera ambiantă nu influenţează caracteristicile cercetate ale flăcării.

Caracteristica de rupere şi de retur a flăcării este legată de gradientul vitezei lîngă peretele tubului. Conform lucrărilor lui Lewis şi Elbe [1], în curgerea laminară gradientul vitezei este dat de relaţia

$$g_l = \frac{8u_f}{D}, \tag{1}$$

unde u_f — viteza medie în tub (la returul de flacără),

D — diametrul tubului.

Gradientul vitezei şi viteza normală de ardere sînt legate prin distanţa de penetraţie X_f

$$g_f = \frac{u_b}{X_f}. \tag{2}$$

Din însăşi definiţia lui X_f, rezultă că este distanţa de la perete la care viteza curentului este egală cu viteza normală de ardere u_b şi la care în consecinţă frontul flăcării este perpendicular pe liniile de curent.

Din relațiile (1) și (2) rezultă valoarea

$$u_f = \frac{u_b D}{8X_f}, \tag{2 a}$$

pentru viteza medie în tub, la care apare returul flăcării.

În curent turbulent la numere $\mathcal{R}_e$ între 5 000 și 200 000 gradientul vitezei la peretele tubului este

$$g = \frac{0{,}023\ u_f^{1.8}\ \nu^{0.8}}{D^{0.2}}, \tag{3}$$

unde ν—este viscozitatea dinamică a gazului.

Ecuațiile (1), (2) și (3) sînt valabile în condiții de curgere izotermă, la care temperatura amestecului combustibil este egală cu temperatura pereților tubului.

Contrar așteptărilor, flacăra turbulentă este mult mai puțin stabilă decît cea laminară, viteza de rupere fiind în anumite limite practic independentă de diametrul tubului. Această diferență între curgerile laminară și turbulentă se datorește faptului că între gradientul vitezei la peretele tubului și viteza medie relațiile sînt diferite la cele două tipuri de curgere, la o viteză medie dată, gradientul la perete fiind mai mic pentru ultima.

2.1. VITEZA DE ARDERE NORMALĂ

În condițiile experimentale amintite, avînd în vedere că se pot crea condiții de desfășurare a arderii la un grad de turbulență cunoscut, devine posibilă efectuarea unor măsurători asupra vitezei normale de ardere.

Viteza de ardere se măsoară prin determinarea suprafeței reale a limitei vizibile interioare a flăcării Bunsen. Verificarea vitezei astfel măsurată se poate face prin puncte, efectuînd media vitezelor locale în puncte de la suprafața flăcării, pentru care se măsoară viteza locală de curgere a fluidului și unghiul dintre linia de curent și frontul de flacără.

Totuși aspectul flăcării nu este constant în funcție de proporția amestecului creat. Astfel, la flăcări laminare sărace se observă o singură suprafață luminoasă de ardere. La flăcări bogate apare o zonă suplimentară de reacție, care se lărgește cu cît conținutul de combustibil în amestec se mărește. La amestecuri foarte bogate, cele două suprafețe conice de reacție sînt complet separate. Fenomenul se explică prin prezența a două faze distincte de reacție chimică, zona intermediară corespunzînd unui stadiu de ardere incompletă, cu componentele chimice caracteristice.

Fotografiile de umbră ale suprafeței de ardere prezintă caracteristica remarcabilă a existenței unui singur con vizibil al flăcării, atît la amestecuri sărace cît și la cele bogate. Suprapunerea imaginilor directe și de umbră arată coincidența conului care apare în fotografiile de umbră, cu suprafața internă a flăcării observate în fotografie directă.

Flăcările în regim turbulent au o suprafață mult mai neregulată, ceea ce este normal, ținînd seama de teoria arderii turbulente. Imaginile

de umbră arată în aceste cazuri o singură suprafaţă de limitare a arderii, cu contur conic neregulat, în dezvoltarea flăcării apărînd o creştere continuă a scării turbulenţei. Aceleaşi aspecte ca la flăcările turbulente apar şi la flăcările laminare suspendate.

2.2. RETURUL FLĂCĂRII

Curbele experimentale ale returului de flacără, exprimate în coordonatele viteză-concentraţie de butan, au o alură specifică şi anume : funcţie de concentraţia de butan, viteza returului creşte, atinge un maxim, apoi scade din nou în zona concentraţiilor mari. Limita inferioară a curbei este dată de amestecul minim inflamabil, iar limita superioară — de concentraţia limită inflamabilă în zona amestecurilor bogate.

Viteza de retur maximă creşte cu creşterea diametrului tubului experimental. Acest lucru rezultă şi din formula (2 a), deoarece u_b şi X, începînd de la o anumită limită în sus, nu mai sînt dependente de diametrul tubului. Rezultă că viteza de retur în acest domeniu va fi proporţională cu diametrul tubului.

Exprimarea curbelor în coordonatele concentraţie de combustibil-gradient de viteză duce la o curbă unitară a vitezei de retur a flăcării care arată o creştere a gradientului pînă la o anumită valoare a concentraţiei de combustibil, cu un maxim destul de plat, după care gradientul de viteză începe să scadă la creşterea mai departe a concentraţiei.

Curba vitezei normale a flăcării este asimetrică faţă de gradientul critic al vitezei de retur. Astfel, în cazul butanului, viteza maximă normală are loc la o concentraţie de 3,4% butan, iar maximul curbei gradienţilor are loc la o concentraţie de 3,8%. De notat că ambele se situează deasupra concentraţiei stoichiometrice de 3,14%.

Diferenţa între curba gradienţilor şi curba vitezelor de ardere este reflectată în variaţia distanţei de penetraţie X_f. Alura curbei distanţei de penetraţie funcţie de concentraţie de combustibil prezintă un minim aplatizat pentru o anumită valoare a concentraţiei, după care suferă o creştere lentă la creşterea mai departe a concentraţiei.

Cu toate că din punctul de vedere al curbelor caracteristice amestecurile sărace nu prezintă o discontinuitate faţă de celelalte amestecuri, din punctul de vedere al aspectului flăcării, fenomenul de retur în aceste cazuri este diferit de cazul arderii amestecurilor bogate.

La amestecurile bogate flacăra are o formă conică şi intră în tub în zona de lîngă perete ; în cazul amestecurilor foarte sărace flacăra devine plană şi la scăderea vitezei capătă forma unui menisc cu convexitate în jos. Intrarea flăcării în tub la atingerea vitezei de retur se face în zona centrală a tubului, cu o suprafaţă în formă de emisferă.

Explicaţia acestei forme particulare a flăcării este dată de efectul contrapresiunii care apare la suprafaţa flăcării.

2.3. DESPRINDEREA ȘI RUPEREA FLĂCĂRII

Desprinderea și ruperea flăcării reprezintă unul și același fenomen legat de separarea flăcării de marginea arzătorului. Curbele de rupere a flăcării în coordonatele viteză de rupere-concentrație de combustibil au o alură aproape liniară cu o ușoară înclinare pozitivă față de axa vitezei.

Se vede că viteza critică de rupere a flăcării crește cu creșterea concentrației de combustibil, creșterea fiind mai accentuată la diametrele mici de tuburi. În general, viteza de rupere crește mult cu creșterea diametrului tubului, la aceeași concentrație de combustibil în amestecul carburant. Curbele pentru diversele diametre au o alură aproape paralelă.

Ca și în cazul returului de flacără, exprimarea rezultatelor experimentale în coordonatele concentrație de combustibil-gradient de viteză duce la obținerea unei curbe unice, care practic nu depinde de diametrul tubului experimental și care limitează domeniul de stabilitate a flăcării în partea de sus a diagramei (valori g_l mari).

Curba arată o creștere continuă a gradientului critic cu creșterea concentrației de combustibil în amestec, independent de diametru.

Independența gradientului față de diametru a fost explicată pentru regimul laminar; în regim turbulent, independența față de diametru se datorește ponderii foarte mici a mărimii diametrului în formulele de bază (3). Astfel $g_l = f(D^{-0,2})$ iar viteza medie corespunzătoare acestui gradient va fi o funcție $u = f(D^{-0,2/1,8}) = f(D^{-0,11})$ deci, practic independentă de diametru.

Ca și în cazul returului de flacără, se poate defini distanța de penetrație X_r ca raportul între viteza normală de ardere și gradientul critic al vitezei. Ca și distanța de penetrație X_l care caracterizează returul de flacără, distanța X_r este mare pentru amestecuri sărace și scade continuu cu îmbogățirea amestecului.

Ruperea flăcării se explică prin creșterea vitezei gazului peste viteza flăcării. Aceasta se întîmplă cînd viteza flăcării încetează de a mai crește datorită măririi distanței dintre orificiul tubului și baza flăcării, care devine mai mare decît raza de acțiune a efectului de acroșare a peretelui. În această situație intervine acțiunea de stingere a atmosferei, îndreptată de-a lungul axei curentului.

Ruperea are loc asimetric de la marginea tubului, dar asimetria dispare pe măsură ce flacăra se ridică în noua poziție de flacără suspendată.

Ruperea flăcării turbulente prezintă unele particularități specifice. Flacăra stabilită la marginea tubului are o suprafață netedă de ardere în apropierea orificiului și o suprafață neregulată și oscilantă la înălțime mai mare. În general, flacăra turbulentă este mai puțin stabilă decît flacăra laminară, ceea ce rezultă și din analiza curbei gradientului critic, care are o pantă din ce în ce mai puțin crescătoare, cu creșterea turbulenței. Instabilitatea flăcării turbulente este accentuată de mărirea diametrului tubului, ca urmare a creșterii asimetriei flăcării în apropierea domeniului de rupere.

Posibilitatea existenţei unei flăcări suspendate într-un curent turbulent, după atingerea regimului de rupere, este condiţionată de un anumit profil de viteze ; sub baza flăcării desprinse viteza gazului trebuie să fie mai mare decît viteza de ardere, iar deasupra bazei flăcării, viteza de ardere trebuie să fie mai mare decît viteza gazului. Din aceste condiţii rezultă că într-un curent laminar pur nu poate exista flacără suspendată. Totuşi, în cazul cînd deasupra tubului curgerea devine turbulentă la o oarecare distanţă, ca urmare a amestecării jetului cu aerul ambiant, se pot forma condiţiile de existenţă a unei flăcări suspendate, cu observaţia că este necesar ca iniţial curentul din tub să fie suficient de bogat în combustibil pentru ca prin diluţie să se menţină încă în zona de autoinflamabilitate, în plus, aprinderea să fie făcută de la exterior, flacăra suspendată neputîndu-se autoamorsa.

3. DESCRIEREA INSTALAŢIEI EXPERIMENTALE I.E.

Instalaţia experimentală (fig. 1) cuprinde sistemele de alimentare cu combustibil şi aer, tubulatura intermediară şi tuburile de măsură.

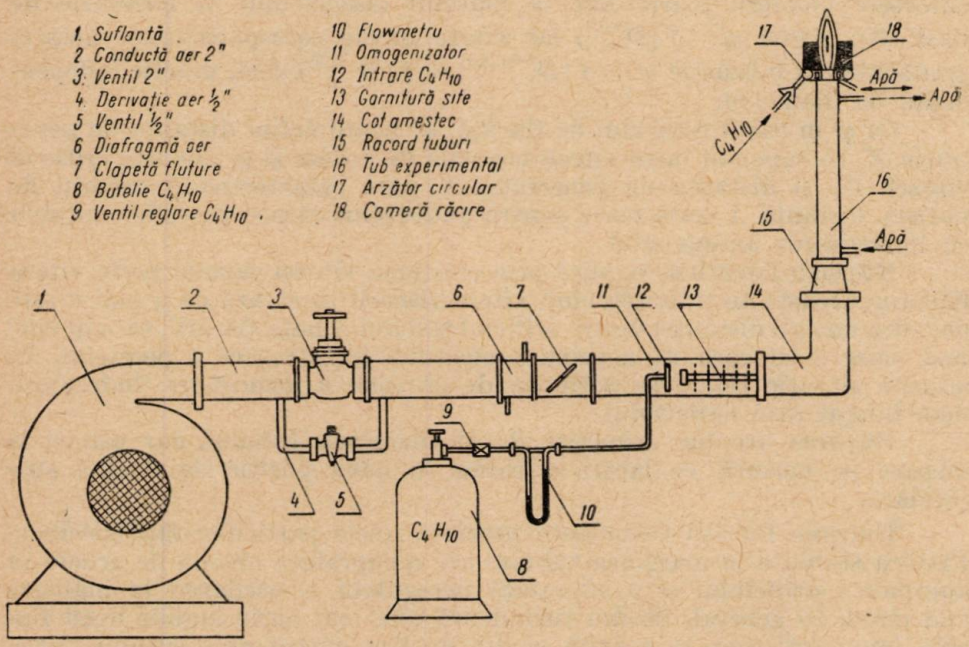


Fig. 1. — Schema instalaţiei.

Alimentarea cu aer se face cu o suflantă cu debitul maxim de 100 Nm^3/h la 300 mm CA.

Suflanta (*1*), de tip centrifugal, asigură un debit suficient de aer pentru a atinge în tubul experimental de diametrul cel mai mare (∅ 75 mm) o viteză depășind limita de rupere a flăcării.

Alimentarea cu combustibil se face din butelii cu butan (*8*). Debitul maxim utilizat, de circa 5 Nm^3/h, necesită, pentru evitarea înghețării buteliei, punerea în paralel a 2 sau 3 butelii.

Sistemele de reglaj a debitelor de fluide sînt : robinet (*3*) și clapetă simplă (*7*) pentru aer și robinet de reglaj pentru combustibil (*9*).

Sistemele de măsură a debitului : diafragmă normală pentru aer (*6*) și contor volumetric sau flowmetru pentru combustibil (*10*). Măsurătorile de debit sînt completate cu măsurători de presiune și temperatură pe fiecare fluid.

Sistemul de omogenizare a amestecului combustibil-aer consistă dintr-un sistem de aducție a gazului prin găuri multiple în curentul de aer și din 6 site de omogenizare plasate în serie la distanță de 10 mm (*13*).

Sistemul de racordare la tuburile experimentale este alcătuit din treceri conice de la diametrul de 2″ a tubulaturii de aducere la diametrul tuburilor experimentale (*15*).

Tuburile experimentale (*16*) sînt executate, într-o primă serie, din țevi de diametrul 1″, 2″ și 3″ cu lungimea de 20 *d*.

În seria a doua s-au executat tuburi de 1/2″ și 1½″ cu lungime de 50 *d*.

S-a considerat că, omogenizarea făcîndu-se în afara tubului experimental, lungimea de 20 *d* este suficientă pentru asigurarea uniformizării cîmpului de viteze, astfel ca la gura tubului să nu existe perturbații.

Capătul tubului are un sistem inelar de răcire cu apă (*18*) care permite în același timp, prin schimbarea fluidului de circulație, o termostatare a capătului tubului la o valoare oarecare a temperaturii.

Dispozitivul de izolare a flăcării este alcătuit dintr-un arzător circular (*17*) cu găuri ∅ 0,3 la distanță de 3 mm, care asigură o flacără circulară împrejurul flăcării principale a tubului.

4. DESFĂȘURAREA LUCRĂRILOR ȘI REZULTATELE EXPERIMENTĂRILOR

Lucrările experimentale au avut ca obiectiv principal măsurarea punctelor caracteristice ale flăcărilor care se formează la ieșirea din tuburi și ajutaje, acestea din urmă prezentînd aceleași caracteristici ca și tuburile.

Lucrările s-au desfășurat pe două etape în funcție de scopul urmărit. Astfel, în prima etapă s-au efectuat unele încercări menite să precizeze anumite aspecte în privința cărora nu există păreri unitare în literatura de specialitate. De asemenea, această etapă a cuprins și lucrările de punere la punct a instalație și de etalonare a aparatajului.

Etapa a doua — de bază — a experimentărilor a avut drept scop obținerea datelor necesare pentru conturarea domeniilor de retur și de rupere ale flăcării în planul viteză, concentrații și în planul gradient de viteză — concentrații.

4.1. ETAPA PRELIMINARĂ

a. *Etalonarea aparatajului.* Debitul de combustibil s-a măsurat cu ajutorul unui flowmetru, lichidul manometric folosit fiind apă respectiv mercur, în funcţie de căderea la presiune. La etalonare a rezultat o eroare de măsură de circa 0,01 l/min.

Debitul de aer s-a măsurat cu ajutorul unei diafragme şi a unui micromanometru cu tub înclinat. Eroarea de măsură a fost neglijabilă, datorită aparatului indicator folosit.

b. *Verificarea influenţei izolării flăcării.* Încercările s-au efectuat cu un tub avînd diametrul de 1″, cu şi fără arzătorul inelar de izolare a flăcării din tub (poz. *17*, fig. 1). Observaţiile făcute asupra formei flăcării şi asupra desfăşurării arderii au arătat că la ieşirea flăcării dintr-un tub la arderea butanului, în aceleaşi condiţii de viteză şi presiune, izolarea flăcării nu exercită o influenţă sensibilă asupra desfăşurării arderii, a formei şi caracteristicilor flăcărilor. În consecinţă, la continuarea experimentărilor s-a renunţat la izolarea flăcării.

c. *Verificarea condiţiilor de turbulenţă naturală la ieşirea din tub.* S-au făcut observaţii asupra caracteristicilor flăcărilor la tuburi de diverse diametre, — la acelaşi raport l/d — în două variante de montaj, cu şi fără intercalarea unor site de turbulizare înainte de intrarea în tub. Întrucît nu s-a observat nici un fel de modificări sensibile ale alurii arderii şi ale caracteristicilor flăcărilor în cele două variante, s-a tras concluzia că lungimea tuburilor este suficientă pentru completa liniştire a curentului combustibil-aer, înainte de ieşirea din tub, astfel încît spectrul de turbulenţă să fie cel de turbulenţă naturală.

4.2. DETERMINAREA CARACTERISTICILOR FLĂCĂRILOR

Această a doua etapă a experimentărilor a comportat două aspecte care au fost tratate împreună la efectuarea experimentărilor, punctele de retur şi de rupere a flăcărilor.

Au fost efectuate măsurători ale vitezelor critice de retur şi de desprindere a flăcării, cu variaţia următorilor parametri :

— diametrul tubului (1/2″; 1″; 1½″; 2″),
— concentraţia de butan în amestec,
— debitul de amestec (viteza medie în tub).

Concentraţia de butan în amestec s-a determinat prin măsurarea directă a debitelor de aer şi de butan introduse în instalaţie.

Debitul amestecului şi respectiv viteza medie în tubul experimental au fost determinate prin însumarea debitelor momentane de aer şi combustibil introduse în instalaţie.

Rezultatele experimentale au fost analizate prin prezentarea lor în diagrame la care drept parametru variabil s-a luat diametrul tubului, în coordonatele

x	y
viteză medie	concentraţie
exces de aer	viteză
concentraţie	gradient de viteză.

În figura 2 sînt trasate curbele de retur și de rupere a flăcării în coordonatele viteză medie (W cm/s) — concentrația (V %) pentru tuburile cu diametrele 1/2″; 1″, 1½″ și 2″.

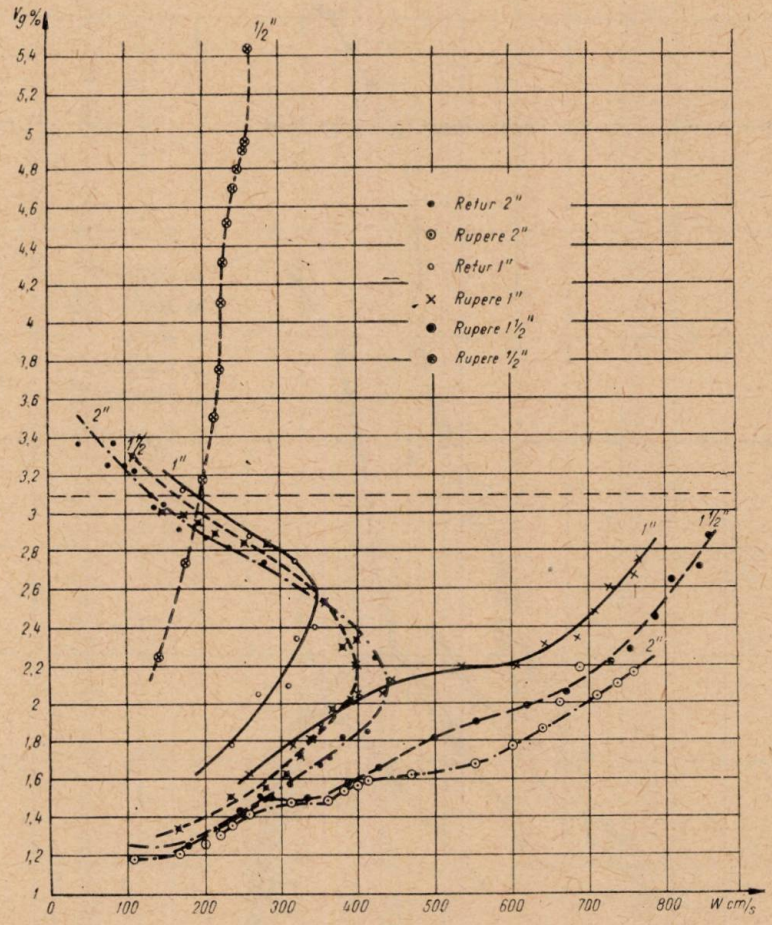


Fig. 2. — Curbele de stabilitate în coordonate ($W - V_g$).

Alura curbelor este similară cu cea dată în literatură. Pentru fiecare diametru de tub curbele de retur și de rupere respective delimitează domeniile de ardere stabilă a flăcării în funcție de concentrația de amestec.

Din diagramă se vede că prin micșorarea diametrului tubului domeniul de funcționare stabilă se deplasează în spre concentrațiile mai mari.

În figura 3 sînt trasate aceleași curbe în coordonatele exces de aer (α) — viteză medie (W cm/s). Se vede că la creșterea diametrului tubului domeniul de stabilitate se deplasează în spre amestecurile mai sărace.

În figura 4 sînt prezentate curbele de retur şi de rupere a flăcării în coordonatele concentraţie — gradient critic de viteză ($V - g$). Din punctul

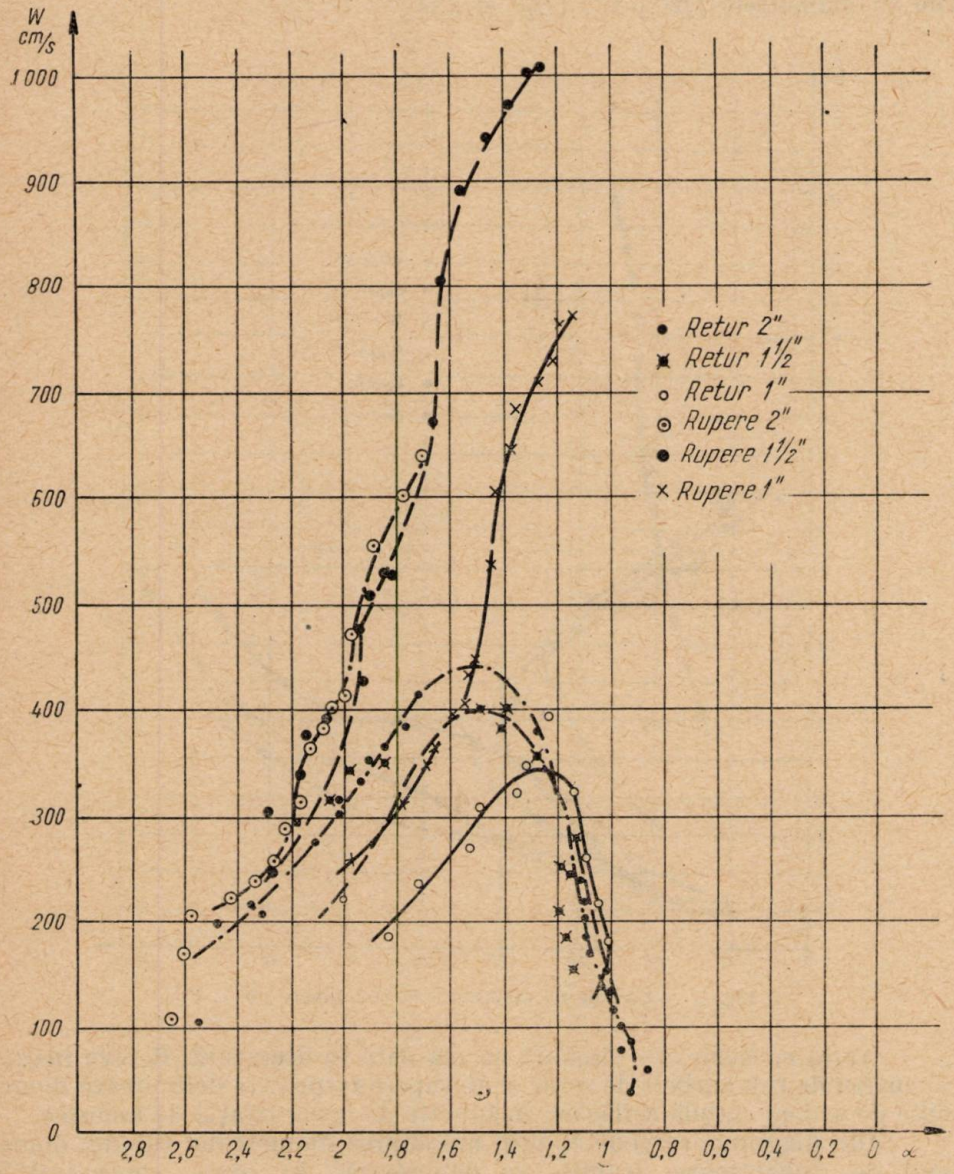


Fig. 3. — Curbele de stabilitate în coordonate ($\alpha - W$).

de vedere al interpretării ştiinţifice a rezultatelor, aceste curbe au cea mai mare importanţă. După cum s-a arătat la punctul 2.3, din cercetările

prezentate în literatură rezultă că în coordonatele concentrație-gradient de viteză toate punctele de rupere, respectiv retur, se aliniază pe aceleași

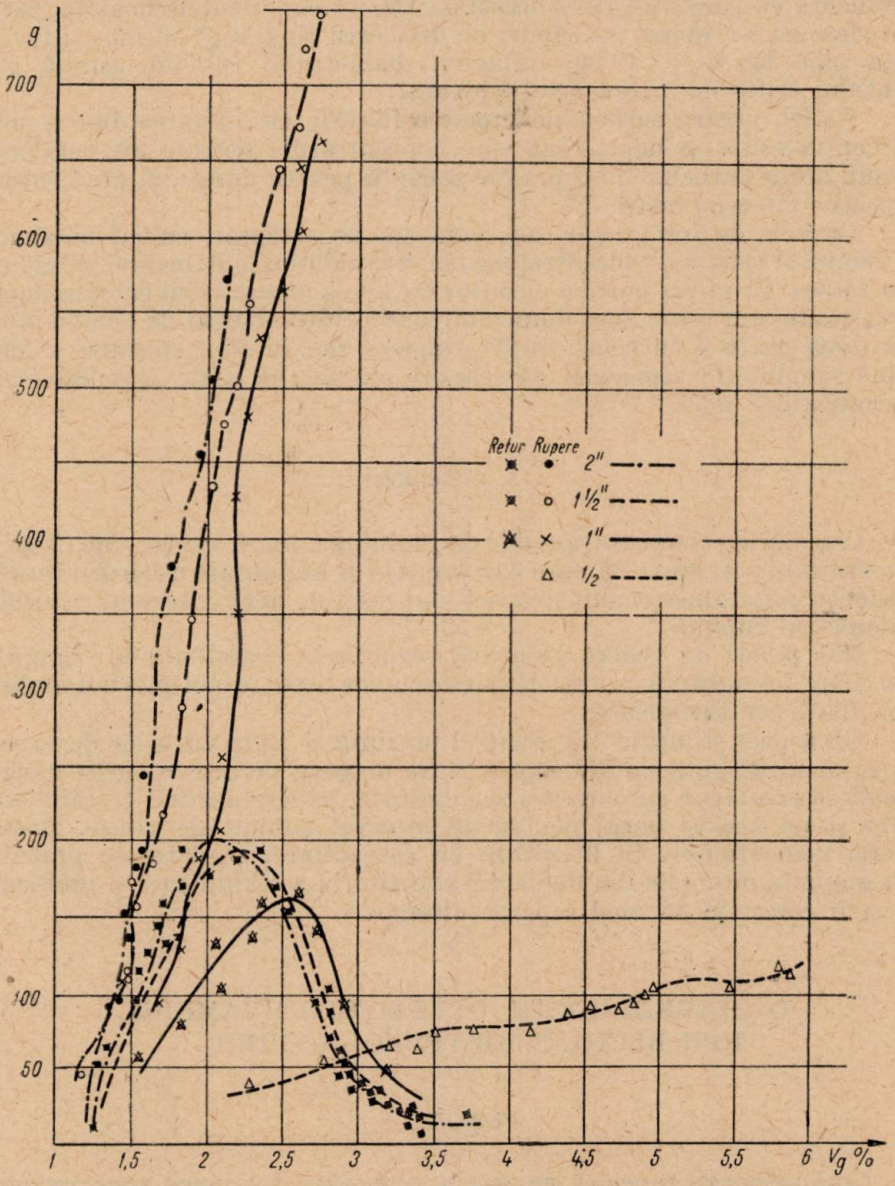


Fig. 4. — Curbele de stabilitate în coordonate ($g - V_g$).

curbe, indiferent de diametrul tubului. Dacă din punct de vedere teoretic acest lucru este justificat pentru curentul laminar, pentru curentul turbu-

lent influenţa diametrului trebuie să fie totuşi sensibilă. În cercetările din literatură acest lucru nu apare, probabil datorită gradului redus de turbulenţă cu care s-au făcut experienţele. În experienţele noastre, avînd în vedere că s-a lucrat cu tuburi de diametru pînă la ∅ 50 mm şi turbulenţa pînă la $\mathcal{R}_e = 24\,000$, influenţa diametrului tubului asupra gradientului critic de viteză este evidentă.

Astfel, pentru curbele de rupere a flăcării, cu creşterea diametrului, gradientul critic se deplasează spre concentraţiile scăzute ale combustibilului, alura curbelor fiind practic dreaptă pentru domeniul gradienţilor, respectiv vitezelor mari.

Curbele de retur apar, aşa cum era de aşteptat, cu un maxim al gradientului pentru o concentraţie a combustibilului în domeniul amestecurilor sărace. În prima parte a curbelor creşterea diametrului tubului deplasează gradientul critic spre domeniul concentraţiilor mici de combustibil; în a doua parte a curbelor, după atingerea maximului, creşterea diametrului tubului de asemenea deplasează gredientul critic spre domeniul concentraţiilor mici.

5. CONCLUZII

Cercetările efectuate au dus la stabilirea unor curbe (fig. 2 şi 3) uşor utilizabile în practică, care dau limitele de stabilitate a flăcării funcţie de concentraţia amestecului (respectiv excesul de aer), viteza amestecului şi diametrul tubului.

Din punct de vedere ştiinţific, rezultatele prezentate în figura 4 au o mare importanţă pentru lămurirea unor aspecte noi privind stabilitatea flăcărilor turbulente.

Un aspect ştiinţific interesant îl prezintă şi alura curbelor de rupere în special în diagramele din figura 2. Se observă pe aceste curbe o serie de paliere care apar cu oarecare regularitate, paliere arătînd o stabilitate limită la un acelaşi dozaj pentru un interval anumit de viteze. Aceste paliere, nemenţionate în literatura de specialitate, se datoresc probabil unor anumite intervale din domeniul tranzitoriu a turbulenţei şi problema lor va fi cercetată în mod separat ulterior.

О СТАБИЛЬНОСТИ ОТКРЫТОГО ПЛАМЕНИ ПРИ ВЫХОДЕ ИЗ ТРУБОК (СОПЕЛ)

РЕЗЮМЕ

Стабильность горения является основным условием конструкции аппаратов для сжигания газообразных топлив. Для возможности выявления параметров, оказывающих влияние на различные области стабильности, был предпринят ряд исследований пламени однородной газовоздушной горючей смеси при выходе из трубки (сопла), причем

изменяющимися параметрами были диаметр трубки (сопла), концентрация смеси (избыток воздуха) и скорость истечения смеси.

Полученные результаты объясняют некоторые новые явления стабильности турбулентного пламени.

Форма опытных кривых имеет ряд неупоминающихся в специальной литературе участков предельной стабильности при одной и той же дозировке.

BIBLIOGRAFIE

1. B. Lewis, G. Elbe, J. Chem. Phys., **11**, 75—97 (1943).
2. G. Elbe, M. Meuster, J. Chem. Phys., **13**, 89—100 (1945).
3. L. M. Bollinger, T. D. Williams, Nat. adv. Comun., Aeronaut., 1947.
4. К. Вобл, Н. Капп, К. Гаслей, *Устойчивость открытых пламен*, Вопросы горения, том I, Москва, 1953.
5. B. Lewis, G. Elbe, *Combustion, Flames and Explosions of Gases*, Academic Press, New York, 1951.

CENTRALE ATOMOELECTRICE COMBINATE ȘI EFICACITATEA LOR TERMICĂ

DE

C. HAIDUC

Printre tipurile de centrale atomoelectrice de perspectivă pentru R.P.R. prezintă interes studiul unor centrale atomoelectrice combinate echipate cu reactori cu apă sub presiune sau fierbători.

Principalul neajuns al CAE dotate cu reactori cu apă sub presiune constă în faptul că parametrii inițiali ai agentului de lucru, în cazul cînd în primul circuit presiunea agentului de răcire este subcritică, sînt relativi scăzuți ($P = 37-76$ ata) la temperatura de saturație. Folosirea aburului saturat ca agent de lucru în cadrul acestor CAE duce la obținerea unor randamente scăzute. Investițiile specifice sînt de asemenea ridicate datorită folosirii turbinelor la abur saturat a separatorilor de umiditate etc. În legătură cu aceasta, folosirea aburului saturat la CAE determină mari greutăți în ce privește ridicarea eficacității termice și a economicității acestor centrale în comparație cu centralele termoelectrice obișnuite.

Una dintre căile de ridicare a eficacității termice a CAE cu reactori cu apă sub presiune constă în folosirea supraîncălzirii aburului la ieșire din generatorul de abur pe bază de combustibil nuclear sau pe bază de combustibil clasic. Realizarea supraîncălzirii pe bază de combustibil clasic presupune folosirea ca zonă de supraîncălzire atît a suprafețelor de schimb de căldură prin convecție cît și prin radiație. Realizarea răcirii cu abur supraîncălzit a suprafețelor de schimb de căldură din focare cu sarcini termice ridicate, implică folosirea neapărată a oțelurilor austenitice. Răcirea cu abur a ecranelor întîmpină și mai multe greutăți în cazul funcționării la sarcini scăzute.

Realizarea supraîncălzirii aburului pe bază de combustibil nuclear întîmpină mari greutăți datorită cerințelor deosebite ce se cer din partea elementelor de degajare termică din supraîncălzitorii de abur nucleari, precum și datorită micșorării gradului de folosire a combustibilului nuclear. Folosirea supraîncălzitorilor nucleari creează mari greutăți în ce privește

reglajul puterii lor în funcție de sarcina reactorului. Datorită acestor neajunsuri, este puțin probabil ca într-un termen apropiat supraîncălzirea nucleară a aburului să ducă la o scădere substanțială a investițiilor specifice și a costului energiei electrice produsă în CAE.

În legătură cu aceasta, un interes deosebit prezintă studierea centralelor atomoelectrice combinate (CAEC) [1], [2].

Centralele CAEC reprezintă unirea CAE și CTE în cadrul unei centrale și folosirea principalelor avantaje ale fiecăreia dintre ele pentru obținerea unui efect termic și economic maxim.

Propunerea [1] pentru realizarea de CAEC se bazează pe următoarele considerente :

1. Producerea de energie electrică se va face în perspectivă pe bază de combustibili clasici și nucleari în cadrul unui sistem energetic unic.

Folosirea combinată a acestor combustibili poate fi făcută în cadrul unei centrale. În acest caz, după cum se va vedea mai jos, are loc o creștere importantă a eficacității energeticii nucleare.

2. În cadrul CAEC există posibilitatea de a se folosi mult mai rațional unele avantaje ale CAE și CTE. Treapta termică a CAEC permite să se realizeze supraîncălzirea aburului obținut în treapta nucleară ceea ce duce la creșterea randamentului centralei precum și mărirea substanțială a puterii treptei nucleare.

Are loc, de asemenea, o creștere a puterii centralei datorită existenței treptei termice. Combinarea CAE și CTE permite folosirea mai economică a combustibilului nuclear datorită creșterii randamentului termic a treptei nucleare precum și datorită micșorării pierderilor de neutroni din reactori deoarece lipsește zona activă de supraîncălzire a aburului.

3. Puterea CAEC se repartizează în special pe treapta nucleară, iar părții termice îi revine o mică parte din sarcină, ceea ce permite să se micșoreze în mod corespunzător consumul de combustibil clasic.

Schemele termice ale CAEC ce se studiază în lucrarea de față se prezintă în figurile 1 și 2.

După cum rezultă din figuri ambele trepte ale CAEC pot funcționa fie la o singură presiune a aburului fie la presiuni diferite. După cum se va vedea mai jos folosirea unei singure presiuni a aburului în ambele trepte face ca randamentul electric al CAEC să nu depindă de raportul dintre puterea treptei nucleare și puterea centralei ci numai de parametrii ciclului termic. Folosirea unei singure presiuni a aburului la CAEC duce la simplificarea schemei de regenerație termică (o singură instalație de preîncălzire regenerativă a apei comună pentru ambele trepte a CAEC), precum și la simplificarea exploatării centralei.

Principala lipsă a CAEC la o presiune mică a aburului constă în faptul că limitarea parametrilor în treapta nucleară se răsfrînge la întreaga centrală. Datorită acestui fapt nu există posibilitatea de a se folosi parametrii mai ridicați ai aburului în treapta termică.

În cazul schemei cu două presiuni (fig. 2) există posibilitatea de a se folosi parametrii mai ridicați în treapta termică. Avantajele CAEC constau în următoarele :

1. Permite o ridicare importantă a economicității termice a CAE.

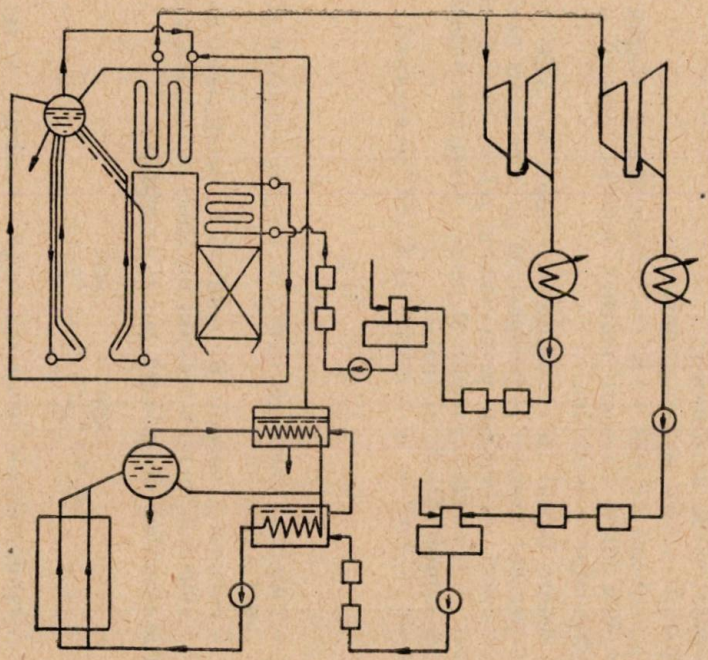


Fig. 1. — Schema termică a CAEC la o presiune a agentului de lucru [1], [2].

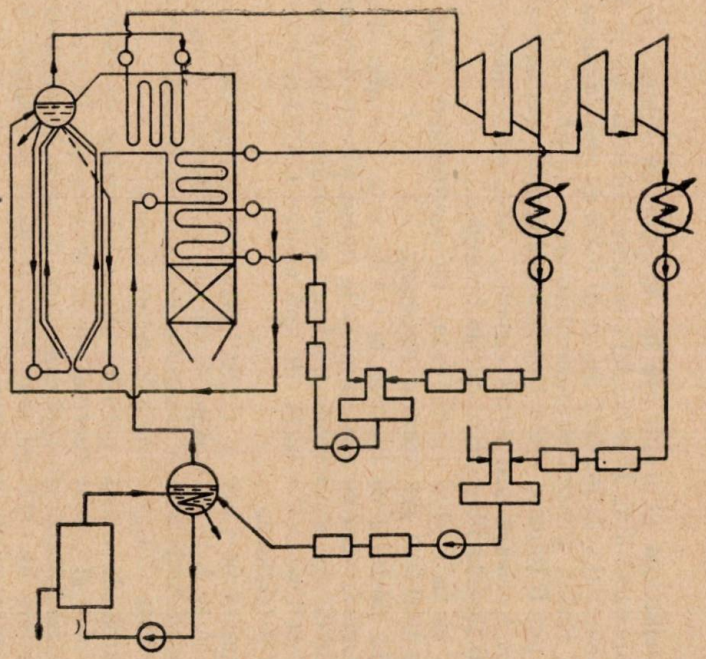


Fig. 2. — Schema termică a CAEC cu două presiuni a agentului de lucru [1], [2].

2. Supraîncălzirea aburului are loc în zone cu schimb de căldură prin convecție ale cazanului. În acest fel supraîncălzirea are loc în domeniul cu fluxuri termice mai scăzute decît în cazul CAE cu simplă supraîncălzire cu combustibil clasic. Pentru supraîncălzitoarele de abur a treptei nucleare a CAEC pot fi folosite oțeluri perlitice obișnuite sau ușor aliate.

3. Treapta nucleară are două circuite, ceea ce condiționează un volum minim al instalațiilor cu protecție biologică.

4. Faptul că la CAEC există cazan cu combustibil clasic permite să se simplifice pornirea reactorului nuclear.

5. Datorită faptului că cazanul la CAEC este executat din oțeluri carbon există posibilitatea de a se renunța la instalațiile de demineralizare totală. Pierderile de apă din treapta nucleară se completează cu condensat din treapta termică iar tot adausul de apă pentru CAEC se introduce în degazorul treptei termice.

Această particularitate a CAEC permite ca regimul de epurare chimică a apei să se facă pe o schemă simplă de filtrare cu mase H—Na cationice (în cazul funcționării centralei la parametrii înalți se folosește în plus ca și pentru CTE, o instalație de desiliciere).

6. Realizarea de CAEC permite să se micșoreze în mod simțitor investițiile specifice și costul energiei electrice produse. În cadrul CAEC există posibilitatea folosirii de turboagregate de serie la parametrii standard (spre deosebire de CAE cu abur saturat unde se folosesc noi tipuri de turbine și separatori de umiditate).

Printre lipsurile CAEC se pot aminti:

1. Treapta nucleară a CAEC nu poate funcționa fără treapta termică.

2. Se complică într-o oarecare măsură schema termică și în mod corespunzător exploatarea centralei.

Avînd în vedere faptul că eficacitatea termică a CAEC nu a fost studiată pînă în prezent precum și perspectiva pe care o au acest tip de centrale, este necesară elaborarea principalelor relații de calcul pentru randamentul brut, net, electric precum și pentru creșterea puterii treptei nucleare în urma supraîncălzirii aburului.

Cantitatea de căldură ce se consumă la CAEC se exprimă:

$$Q_c = N_e^n q_n + N_e^t q_t \tag{1}$$

unde N_e^n și N_e^t — puterea electrică brută a treptei nucleare și termice a CAEC;

q_n și q_t — consumul specific de căldură la producerea de energie electrică, pentru treapta nucleară și termică a CAEC.

Consumurile specifice de căldură pot fi exprimate

$$q_n = \frac{860}{\eta_n^b}; \quad q_t = \frac{860}{\eta_t^b} \tag{2}$$

unde η_n^b și η_t^b — randamentele brute ale treptei nucleare și termice.

Randamentele brute ale celor două trepte ale CAEC sînt

$$\eta_n^b = \eta_r \cdot \eta_{c_1} \cdot \eta_{ga} \cdot \eta_{c_2} \cdot \eta_e^n, \tag{3}$$

$$\eta_t^b = \eta_c \cdot \eta_{ct} \cdot \eta_e^t, \tag{4}$$

unde

η_r, η_{c_1}, η_{ga}, η_{c_2}, η_e^n — respectiv randamentele reactorului nuclear, conductelor circuitului 1 al generatorului de abur, ale conductelor circuitului 2, şi electric al treptei nucleare;

η_c, η_{ct}, η_e^t — respectiv randamentele cazanului, conductelor şi electric al treptei termice.

Randamentul brut al CAEC este dat de relaţia

$$\eta_{\text{CAEC}}^b = \frac{860\ N_e^c}{Q_c} = \frac{1}{\left(\frac{N_e^n}{N_e^c}\right)\frac{1}{\eta_n^b} + \left(\frac{N_e^t}{N_e^c}\right)\cdot\frac{1}{\eta_t^b}}, \tag{5}$$

unde $N_e^c = N_e^n + N_e^t$ puterea electrică a CAEC.

Randamentul brut al centralei atomoelectrice combinate depinde de randamentele brute ale ambelor trepte şi de raportul dintre puterea electrică a părţii nucleare şi puterea electrică a centralei.

Randamentul brut al CAEC poate fi exprimat în funcţie de raportul consumurilor specifice de căldură

$$\eta_{\text{CAEC}}^b = \varphi \eta_t^b, \tag{6}$$

unde

$$\varphi = \frac{1}{\left(\frac{q_n}{q_t}\right)\left(\frac{N_e^n}{N_e^c}\right) + \left(\frac{N_e^t}{N_e^c}\right)}. \tag{7}$$

Mărimea φ se exprimă prin mărimi relative şi indică dependenţa randamentului brut al CAEC funcţie de randamentul brut al treptei termice şi de parametrii şi puterile relative ale celor două trepte.

Raportul $\frac{q_n}{q_t} > 1$ deoarece parametrii iniţiali posibili ai ciclului termodinamic al treptei nucleare vor fi mai scăzuţi decît ai treptei termice.

Funcţia $\varphi = f\left(\frac{q_n}{q_t}\right)$ pentru diferite rapoarte $\left(\frac{N_e^n}{N_e^c}\right)$ este prezentată în figura 3.

Cu creşterea raportului $\frac{q_n}{q_t}$ (cu micşorarea parametrilor iniţiali ai aburului în treapta nucleară a CAEC la parametrii daţi în treapta termică), pentru $\left(\frac{N_e^n}{N_e^c}\right)$ = const. are loc scăderea randamentului brut al

CAEC. Mărirea puterii treptei nucleare în detrimentul celei termice duce la micşorarea mărimii φ respectiv η_c^b. La aceeaşi creştere a raportului $\left(\frac{N_e^n}{N_e^c}\right)$ randamentul brut al CAEC se micşorează mai mult în domeniul unde raportul $\frac{q_n}{q_t}$ este mai ridicat.

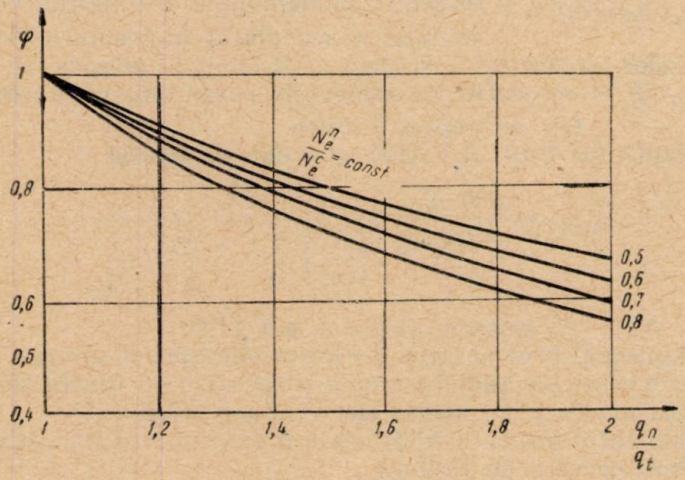


Fig. 3. — Relaţia $\varphi = f\left(\frac{q_n}{q_t}\right)$ pentru $\frac{N_e^n}{N_e^c} = \text{const.}$

Din cele de mai sus se poate trage concluzia că pentru rapoarte $\left(\frac{N_e^n}{N_e^c}\right)$ ridicate (ceea ce este de dorit) la parametrii daţi în treapta termică a CAEC, trebuie să tindem spre ridicarea parametrilor iniţiali ai aburului în treapta nucleară.

În cazul schemelor CAEC cu aceiaşi parametri în ambele trepte, raportul $\frac{q_n}{q_t} \to 1$ şi $\eta_{\text{CAEC}}^b \to \eta_t^b$. Acest caz însă este puţin probabil deoarece în cazul schemelor treptei nucleare cu două circuite la parametrii subcritici în circuitul 1, există dificultăţi mari de ordin tehnologic pentru ridicarea presiunii în primul circuit.

În cazul reactorilor cu apă sub presiune la presiune supracritică în circuitul 1, există posibilitatea obţinerii unei presiuni şi mai ridicate în circuitul 2 şi în acest caz schema CAEC cu o presiune comună pentru ambele trepte are perspectivă.

Randamentul net al CAEC

$$\eta_{\text{CAEC}}^n = \frac{N_e^c - N_{in}^c}{\frac{N_e^n}{\eta_n^b} + \frac{N_e^t}{\eta_t^b}}, \tag{8}$$

unde $N^c_{in} = N^n_{in} + N^t_{in}$ — consumul de putere electrică la nevoile interne ale treptei nucleare şi termice a CAEC.

Ţinînd seama de relaţia (2) ecuaţia (8) poate fi scrisă sub forma

$$\eta^n_{CAEC} = \frac{(1 - \psi_c)\,\eta^b_t}{\left(\frac{q_n}{q_t}\right)\left(\frac{N^n_e}{N^c_e}\right) + \left(\frac{N^t_e}{N^c_e}\right)}, \tag{9}$$

unde

$$\psi_c = \frac{N^c_{in}}{N^c_e}.$$

Mărimea ψ_c poate fi exprimată

$$\psi_c = \psi_n\left(\frac{N^n_e}{N^c_e}\right) + \psi_t\left(\frac{N^t_e}{N^c_e}\right), \tag{10}$$

unde $\psi_n = \frac{N^n_{in}}{N^n_e}$; $\psi_t = \frac{N^t_{in}}{N^t_e}$ — partea din puterea electrică brută ce revine consumului intern al treptei nucleare şi termice a CAEC.

Ţinînd seama de ecuaţiile (6), (7) şi (10) relaţia (9) se poate exprima :

$$\eta^n_{CAEC} = \varphi\eta^b_t\left[1 - \psi_n\left(\frac{N^n_e}{N^c_e}\right) - \psi_t\left(\frac{N^t_e}{N^c_e}\right)\right]. \tag{11}$$

Ecuaţia (11) permite să se analizeze influenţa consumurilor interne de putere ψ_n şi ψ_t asupra randamentului net al CAEC în funcţie de repartiţia puterilor pe cele două trepte.

Studierea eficacităţii termice a CAEC poate fi făcută pe baza randamentului electric. Într-adevăr dacă analizăm relaţiile (3) şi (4) observăm că pentru parametrii daţi în cele două trepte a CAEC, randamentele η_r, η_{c1}, η_{ra}, η_{c2}, η_c şi η_{ct}, pot fi considerate constante.

Randamentul electric al CAEC

$$\eta^e_{CAEC} = \frac{N^n_e + N^t_e}{\frac{N^n_e}{\eta^n_e} + \frac{N^t_e}{\eta^t_e}}, \tag{12}$$

unde η^n_e şi η^t_e — respectiv randamentele electrice ale treptei nucleare şi termice a CAEC.

Randamentele electrice ale treptei nucleare şi termice, dacă ţinem seama de debitul de abur la ejectori şi de lucrul pompelor de alimentare, pot fi exprimate

$$\eta^n_e = \frac{H^n_i\,[1 - \Sigma\alpha_i y_i]_n - \alpha^n_e H^n_i}{[i_0 - (\bar{t}a + \Delta i_p)_n]}\,\eta^n_m \cdot \eta^n_g, \tag{13}$$

$$\eta^t_e = \frac{H^t_i\,[1 - \Sigma\alpha_i\, y_i]_t - \alpha^t_e H^t_i}{i_0 - (\bar{t}a + \Delta i_p)_t}\,\eta^t_m \cdot \eta^t_g, \tag{14}$$

unde n și t — indică că mărimea corespunzătoare se referă la treapta nucleară și termică a CAEC;

α_i — priza de abur la preîncălzirea regenerativă a apei de alimentare;
y_i — coeficientul de neutilizare al aburului prelevat;
H_i — căderea de entalpie în turbină;
α_e — debitul de abur la ejector;
i_0 — entalpia inițială a aburului;
$\bar{t}_a$ — entalpia apei de alimentare;
Δi_p — lucrul pompei de alimentare ce se transmite apei de alimentare;
η_m și η_g — randamentul mecanic și al generatorului electric.

Ecuația (12) poate fi scrisă de asemenea sub forma:

$$\eta^e_{CAEC} = \frac{\eta^n_e}{\left(\frac{N^n_e}{N^c_e}\right) + \left(\frac{\eta^n_e}{\eta^t_e}\right)\left(\frac{N^t_e}{N^c_e}\right)}. \tag{15}$$

Ecuația (15) permite să se analizeze variația randamentului electric al CAEC în funcție de puterea treptei nucleare a centralei și în funcție de parametrii celor două trepte. În figura 4 se prezintă rezultatele unor astfel de calcule în mărimi relative.

Curbele din figura 4, sînt calculate pentru cazul general cînd parametrii celor două trepte ale CAEC sînt identici sau diferiți. În domeniul în care parametrii inițiali ai aburului în treapta nucleară sînt mai scăzuți decît în cea termică $\left(\frac{\eta^n_e}{\eta^t_e} < 1\right)$ o dată cu creșterea raportului $\frac{N^n_e}{N^c_e}$, randamentul electric al CAEC scade și tinde către η^n_e. Cu cît sînt mai scăzuți parametrii inițiali în treapta nucleară în raport cu treapta termică, randamentul electric al CAEC scade mai repede.

În cazul cînd $\frac{\eta^n_e}{\eta^t_e} \to 1$, adică, cînd parametrii celor două trepte tind să se egaleze, raportul $\frac{N^n_e}{N^t_e}$ influențează puțin eficacitatea termică a CAEC.

Din cele arătate se poate trage concluzia că pentru a putea admite puteri mari în treapta nucleară în domeniul $\frac{\eta^n_e}{\eta^c_e} < 1$ trebuie ridicați parametrii în treapta nucleară a CAEC. În domeniul $\frac{\eta^n_e}{\eta^c_e} > 1$, randamentul electric al CAEC este condiționat în special de η^n_e. Creșterea raportului $\frac{N^n_e}{N^c_e}$ duce la creșterea lui $\frac{\eta^e_{CAEC}}{\eta^n_e}$. Cu cît $\frac{\eta^n_e}{\eta^c_e}$ este mai ridicat cu atît creșterea lui η^e_{CAEC} este mai pronunțată.

După cum rezultă din ecuațiile (5), (7), (9), (11), (15), toți indicii de calcul al eficacității termice a CAEC depind în mare măsură de raportul $\left(\frac{N_e^n}{N_e^c}\right)$. Pentru a ne da seama mai bine de influența puterii treptei nucleare

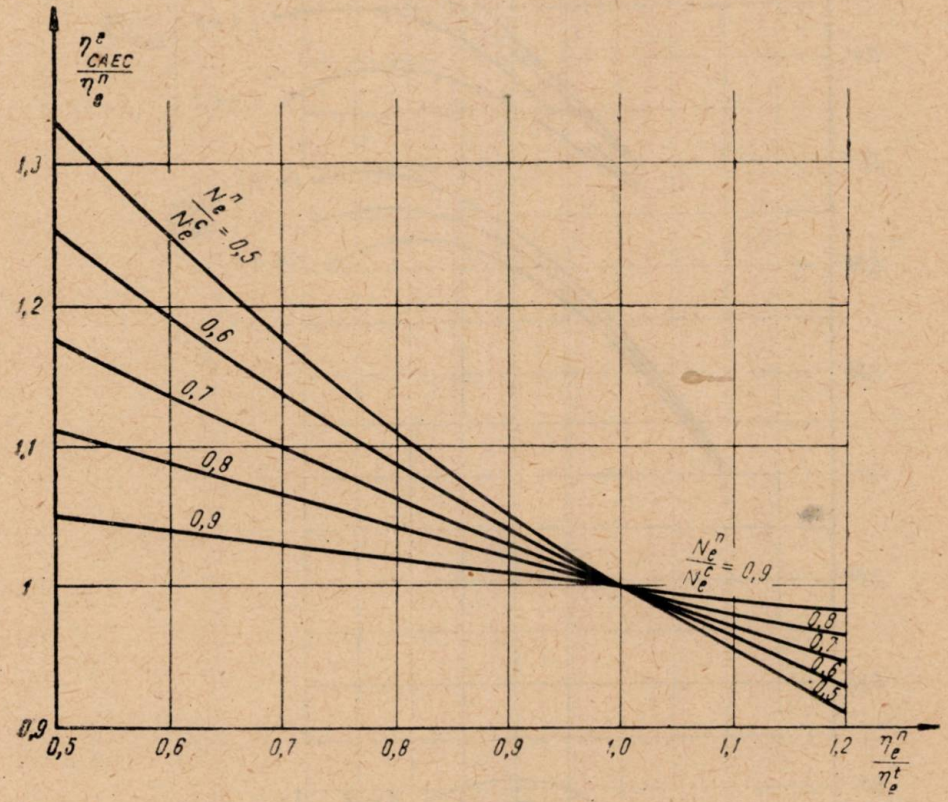


Fig. 4. — Dependența raportului η^e_{CAEC}/η^n_e în funcție de raportul randamentelor celor două trepte pentru $\frac{N_e^n}{N_e^t}$ = const.

asupra randamentului electric al CAEC cu parametrii dați s-au calculat funcțiile $\eta^e_{CAEC} = f\left(\frac{N_e^n}{N_e^c}\right)$ (formula (15)) pentru diferite combinații ale următorilor parametri standard ai treptei nucleare și termice :

$$\begin{cases} P_0 = 35 \text{ ata}, \\ t_0 = 435°C, \end{cases} \quad \begin{cases} P_0 = 90 \text{ ata}, \\ t_0 = 535°C, \end{cases} \quad \begin{cases} P_0 = 130 \text{ ata}, \\ t_0 = 565°C. \end{cases}$$

În toate cazurile presiunea aburului în condensatori P_c = = 0,05 ata.

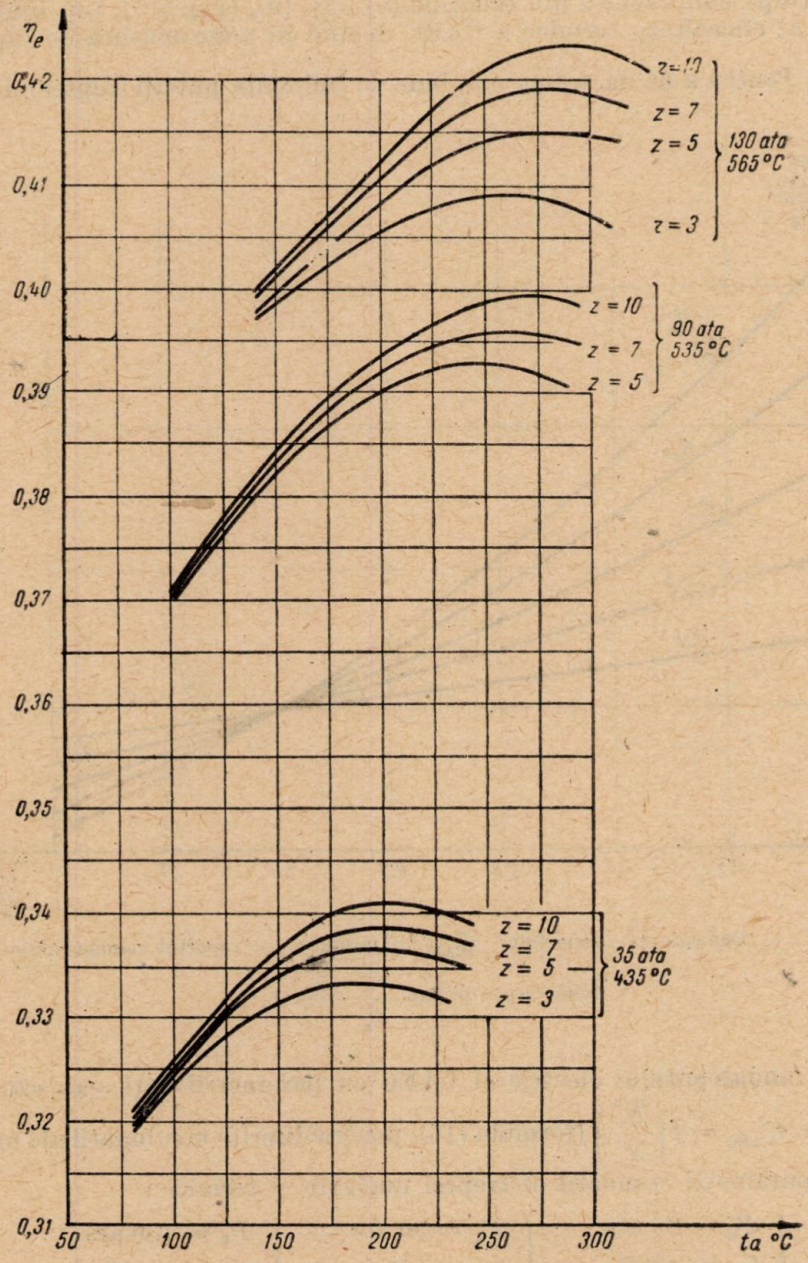


Fig. 5. — Randamentul electric al ciclului termodinamic al treptelor nucleară și termică în funcție de temperatura apei de alimentare și numărul de preîncălzitori regenerativi.

Valoarea absolută a randamentelor η_e^n şi η_e^t s-a obţinut din maximele curbelor $\eta_e = f(\bar{t}_a)$ pentru 10 preîncălzitori regenerativi ai apei de alimentare ($z = 10$) vezi figura 5.

Curbele din figura 5, au fost obţinute în urma calculului termic al schemei termice cu preîncălzitori regenerativi prin amestec cu metoda descrisă în lucrarea [3].

Dependenţa $\eta_{CAEC}^e = f\left(\frac{N_e^n}{N_e^c}\right)$ pentru diferiţi parametri ai celor două trepte este dată în figura 6. Cifrele romane indică următoarele combinaţii de parametri iniţiali ai celor două trepte ale CAEC

$$\text{I} - \frac{90/535}{35/435} \quad \text{II} - \frac{130/565}{35/435} \quad \text{III} - \frac{130/565}{90/535}$$

$$\text{IV} - \frac{35/435}{35/435} \quad \text{V} - \frac{90/535}{90/535} \quad \text{VI} - \frac{130/565}{130/565}.$$

La numărător sînt daţi parametrii iniţiali pentru treapta termică iar la numitor pentru treapta nucleară.

Din figura 6, rezultă că cu cît parametrii iniţiali ai ciclurilor termodinamice ale celor două trepte ale CAEC diferă mai mult cu atît creşterea lui $\left(\frac{N_e^n}{N_e^c}\right)$ duce la o scădere mai intensă a randamentului electric al CAEC, cu atît eficacitatea combinării celor două cicluri este mai mare. Aşa de exemplu, creşterea absolută a randamentului electric al CAEC, pentru $\frac{N_e^n}{N_e^c} = 0{,}5$ reprezintă: pentru curba II — $\Delta\eta_{CAEC}^e = 3{,}8\%$ pentru curba I — $\Delta\eta_{CAEC}^e = 2{,}8\%$ iar pentru curba III — $\Delta\eta_{CAEC}^e = 1\%$.

Trebuie menţionat că creşterea $\Delta\eta_{CAEC}^e$ dată mai sus se datoreşte numai prezenţei în CAEC a treptei termice cu parametrii iniţiali ai ciclului mai ridicaţi decît în treapta nucleară. În realitate, creşterea randamentului electric al CAEC este mai ridicată datorită posibilităţii de a realiza supraîncălzirea aburului treptei nucleare în treapta termică pe bază de combustibil clasic.

În cazul cînd parametrii iniţiali ai celor două trepte sînt identici (vezi curbele IV, V, VI din figura 6) raportul $\frac{N_e^n}{N_e^c}$ nu influenţează asupra randamentului electric al CAEC. În acest caz, prezenţa treptei termice în CAEC duce la creşterea randamentului electric al centralei numai datorită supraîncălzirii aburului din treapta nucleară.

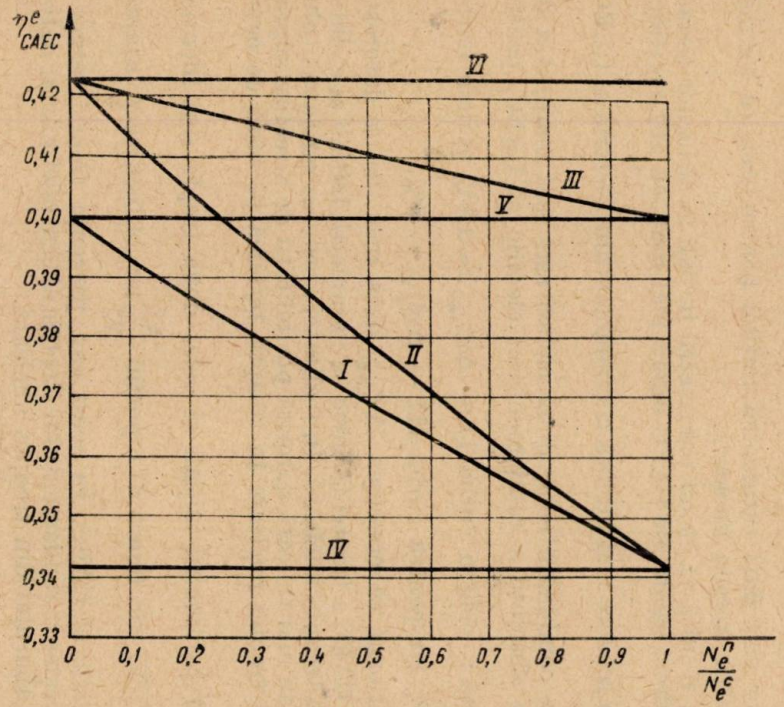


Fig. 6*a*. — Randamentul electric al CAEC în funcţie de puterea relativă a treptei nucleare şi diferiţi parametri iniţiali ai celor două trepte.

$$\text{I} - \frac{90/535}{35/435}; \quad \text{II} - \frac{130/565}{35/435}; \quad \text{III} - \frac{130/565}{90/535};$$

$$\text{IV} - \frac{35/435}{35/435}; \quad \text{V} - \frac{90/535}{90/535}; \quad \text{VI} - \frac{130/565}{130/565}$$

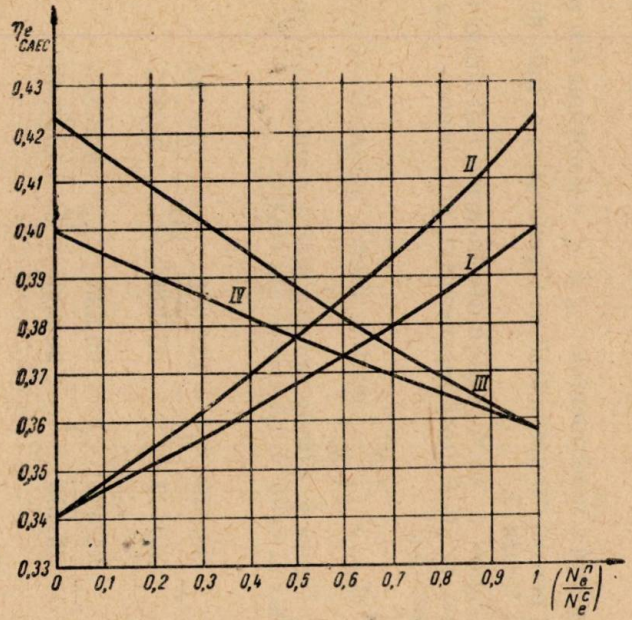


Fig. 6*b*. — Randamentul electric al CAEC în funcţie de $\left(\frac{N_e^n}{N_e^c}\right)$.

$$\text{I} - \frac{35/435}{90/535}; \quad \text{II} - \frac{35/435}{130/565}; \quad \text{III} - \frac{130/565}{35/565};$$

$$\text{IV} - \frac{90/535}{35/565}$$

În figura 7, se dau curbe $\eta^e_{CAEC} = f\left(\frac{N^n_e}{N^c_e}\right)$ pentru CAEC la următorii parametri :

$$\text{I} - \frac{35/435}{90/535} \quad \text{II} - \frac{35/435}{130/565} \quad \text{III} - \frac{130/565}{35/565} \quad \text{IV} - \frac{90/535}{35/565}.$$

Din curbele I şi II rezultă că în cazul cînd parametrii iniţiali ai ciclului treptei nucleare sînt mai ridicaţi decît în treapta termică creşterea

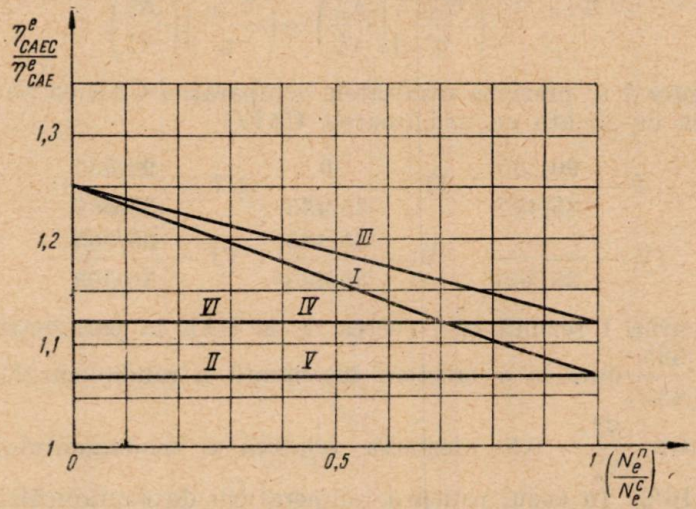


Fig. 7. — Comparaţia CAE cu abur saturat la 35 ata cu diferite CAEC în funcţie de puterea relativă a treptei nucleare.

$$\text{I} - 35/t_s\,\frac{90/535}{35/435}; \quad \text{II}\ 35/t_s\,\frac{0}{35/435}; \quad \text{III}\ 35/t_s\,\frac{90/535}{35/565}$$

$$\text{IV}\ 35/t_s\,\frac{0}{35/565}; \quad \text{V}\ 35/t_s\,\frac{35/435}{35/435}; \quad \text{IV}\ 35/t_s\,\frac{35/565}{35/565}$$

lui $\left(\frac{N^n_e}{N^c_e}\right)$ duce la creşterea efectului termic al CAEC. Curbele III şi IV au fost calculate pentru aceeaşi parametri iniţiali ai treptei termice ca în cazul curbelor I şi II din figura 6, iar în treapta nucleară supraîncălzirea aburului se face pînă la 565°C în loc de 435°C. În acest caz creşterea randamentului electric al CAEC este mai mare în domeniul rapoartelor $\left(\frac{N^n_e}{N^c_e}\right)$ mai ridicate.

După cum s-a menţionat mai sus creşterea randamentului centralei atomoelectrice combinate în urma combinării CAE şi CTE constă din două componente : creşterea η^e_{CAEC} în urma supraîncălzirii aburului treptei nucleare şi datorită posibilităţii folosirii unor parametri iniţiali ai ciclului

mai ridicați în treapta termică. Pentru determinarea creșterii totale a η^e_{CAEC} în urma trecerii de la CAE cu reactori cu apă sub presiune și cu abur saturat ca agent de lucru la CAEC comparăm aceste două tipuri de centrale. Dacă notăm randamentul electric al CAE obișnuite cu abur saturat η^e_{CAE} raportul $\left(\frac{\eta^e_{CAEC}}{\eta^e_{CAE}}\right)$ poate fi exprimat

$$\frac{\eta^e_{CAEC}}{\eta^e_{CAE}} = \frac{1}{\left(\frac{\eta^e_{CAE}}{\eta^n_e}\right)\left(\frac{N^n_e}{N^c_e}\right) + \left(\frac{\eta^e_{CAE}}{\eta^t_e}\right)\left(\frac{N^t_e}{N^c_e}\right)}. \tag{16}$$

În figura 7 se prezintă rezultatele comparației CAE cu abur saturat la presiunea de 35 ata cu următoarele CAEC

$$\text{I} - \frac{90/535}{35/435} \quad \text{II} - \frac{0}{35/435} \quad \text{III} - \frac{90/535}{35/565}$$

$$\text{IV} - \frac{0}{35/565} \quad \text{V} - \frac{35/435}{35/435} \quad \text{VI} - \frac{35/565}{35/565}.$$

Din curba I rezultă că trecerea de la CAE la parametrii 35/ts la CAEC $\frac{90/535}{35/435}$ duce la o creștere însemnată a randamentului electric. Astfel, pentru $\frac{N^n_e}{N^c_e} = 0{,}5$ creșterea relativă a randamentului electric reprezintă 16%. În cazul ridicării temperaturii de supraîncălzire a aburului în treapta nucleară a CAEC pînă la 565°C (curba III) creșterea relativă a randamentului electric reprezintă 18,5%.

În cazul cînd parametrii ambelor trepte ale CAEC sînt aceeași (vezi curbele V și VI) creșterea relativă a randamentului electric reprezintă respectiv 7 și 12% și nu depinde de raportul $\left(\frac{N^n_e}{N^c_e}\right)$.

În cazul cînd treapta termică a CAEC constă numai din supraîncălzitor pe bază de combustibil clasic sau în locul acestuia se folosește supraîncălzirea aburului în reactorul nuclear (vezi curbele II și IV) creșterea relativă a randamentului electric coincide cu cazul V și VI.

Din figura 7, rezultă de asemenea că creșterea relativă a randamentului electric η^e_{CAEC} datorită folosirii parametrilor mai înalți în treapta termică poate fi determinat separat. Astfel pentru curbele I și III pentru $\frac{N^n_e}{N^c_e} = 0{,}5$ această creștere de randament reprezintă 9 respectiv 11,5%.

Creșterea absolută a randamentului electric în urma combinării CAE și CTE.

$$\Delta\eta^e_{CAEC} = (\eta^e_{CAEC} - \eta^e_{CAE})\ 100\%$$

reiese din figura 8.

Curba I se referă la CAEC $\frac{90/535}{35/565}$ iar curba II la CAEC $\frac{90/535}{35/435}$;

creşterea absolută $\Delta\eta^e_{CAEC}$ în domeniul $0{,}5 < \frac{x^n_e}{N^c_e} < 0{,}8$ reprezintă $5{,}8\% <$

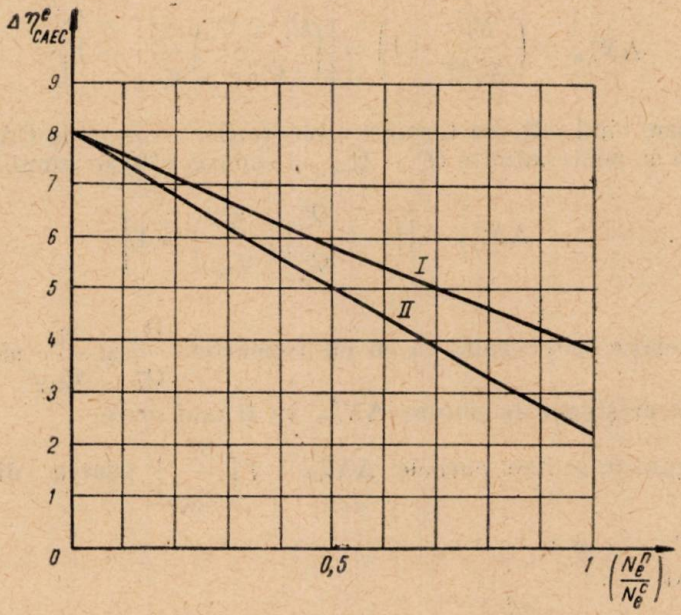


Fig. 8. — Creşterea absolută a randamentului electric al CAEC în comparaţie cu CAE cu abur saturat la parametrii $35/t_s$.

I $35/t_s$ $\frac{90/535}{35/565}$; II $35/t_s$ $\frac{90/535}{35/435}$

$< \Delta\eta^e_{CAEC} < 4{,}6\%$ pentru curba I şi $5\% > \Delta\eta^e_{CAEC} > 3{,}3\%$ pentru curba II.

Paralel cu creşterea importantă de randament în cazul trecerii la CAEC are loc o creştere substanţială a puterii electrice a treptei nucleare în urma supraîncălzirii aburului. Pentru a determina relaţia de calcul a acestei mărimi exprimăm puterea electrică a CAE fără supraîncălzirea aburului

$$N^{CAE}_e = \frac{Q_{CAE}}{860} \cdot \eta^e_{CAE}, \tag{17}$$

unde Q_{CAE} — cantitatea de căldură ce se transmite agentului de lucru la CAE kcal/oră;

şi puterea electrică a treptei nucleare a CAEC

$$N^n_e = \frac{Q^n_{CAEC}}{860}\,\eta^n_e = \frac{Q^n_r + Q^n_{si}}{860}\,\eta^n_e \tag{18}$$

unde Q_r^n, Q_{si}^n — cantitatea de căldură ce se transmite agentului de lucru în treapta nucleară din reactor și în supraîncălzitorul suplimentar de abur kcal/oră.

Creșterea relativă a puterii CAEC în urma supraîncălzirii aburului din treapta nucleară ținînd seama de (17) și (18) se exprimă

$$\Delta N_{e\,si}^n = \left(\frac{N_e^n}{N_e^{\text{CAE}}} - 1\right) = \left[\left(\frac{Q_r^n + Q_{si}^n}{Q_{\text{CAE}}}\right)\frac{\eta_e^n}{\eta_{\text{CAE}}^e} - 1\right]. \tag{19}$$

În cazul cînd puterea termică a reactorilor nucleari la CAE și CAEC este aceeași se poate admite $Q_r^n - Q_{\text{CAE}}$ și ecuația (19) se simplifică

$$\Delta N_{e\,si}^n = \left[\left(1 + \frac{Q_{si}^n}{Q_r^n}\right)\left(\frac{\eta_e^n}{\eta_{\text{CAE}}^e}\right) - 1\right]. \tag{20}$$

Din relația (20) rezultă că cu cît rapoartele $\frac{Q_{si}}{Q_r^n}$ și $\frac{\eta_e^n}{\eta_{\text{CAE}}^e}$ sînt mai ridicate cu atît creșterea de putere $\Delta N_{e\,si}^n$ va fi mai mare.

În figura 9, se dau curbele $\Delta N_{e\,si}^n = f\left(\frac{\eta_e^n}{\eta_{\text{CAE}}^e}\right)$ pentru diferite rapoarte $\frac{Q_{si}^n}{Q_{\text{CAE}}} = \text{const.}$

Cu cît raportul $\frac{\eta_e^n}{\eta_{\text{CAE}}^e}$ este mai ridicat cu atît creșterea de putere este mai ridicată, de aici tendința de a mări temperatura de supraîncălzire a aburului treptei nucleare, pe seama combustibilului clasic. Curba punctată din figura 9 ilustrează cazul concret cînd în treapta nucleară a CAEC și în CAE cu abur saturat presiunea inițială a aburului este de 35 ata. În punctul 1, temperatura inițială a aburului în ambele cicluri este temperatura de saturație, în punctele 2 și 3 temperatura de supraîncălzire a aburului în treapta nucleară reprezintă 435 respectiv 565°C. Observăm că supraîncălzirea aburului la 435°C conduce la o creștere a puterii electrice a treptei nucleare cu 36% iar la 565°C respectiv cu 61%. Din acest exemplu, rezultă perspectivele care apar în ce privește creșterea puterii CAEC în urma supraîncălzirii aburului în treapta termică precum și pentru micșorarea esențială a investițiilor specifice la construcția de CAEC în comparație cu CAE. În continuare, trebuie subliniat că în cadrul CAEC are loc creșterea puterii, față de treapta nucleară și datorită treptei termice. Cum producerea de energie electrică în treapta termică se face la un cost mult mai redus decît în cea nucleară aceasta duce la micșorarea costului energiei electrice în general pe centrală. Investițiile specifice în treapta termică sînt de asemenea mai scăzute, ceea ce micșorează investițiile specifice pe centrală.

Eficacitatea termică şi economicitatea CAEC depinde în mare măsură de raportul $\frac{N_e^n}{N_e^c}$. Determinarea mărimii optime a acestui raport prezintă interes practic şi ştiinţific şi trebuie făcută pe baza unei metode care să

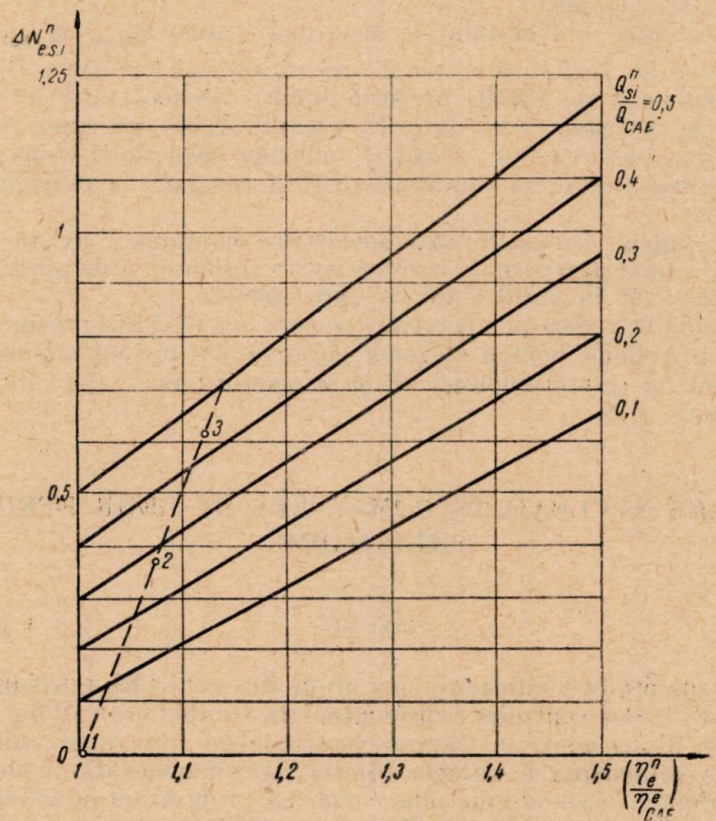


Fig. 9. — Creşterea electrică a treptei nucleare a CAEC în funcţie de $\left(\frac{\eta_e^n}{\eta_{\text{CAEC}}^e}\right)$ pentru $\frac{Q_{si}^n}{Q_{\text{CAE}}} = \text{const.}$

ţină seama atît de eficacitatea termică cît şi de o serie de indici economici ai CAEC. După cum se arată în [4] alegerea tuturor parametrilor şi variantelor optime în energetică trebuie făcută nu pe baza minimului preţului de cost al energiei produse sau a investiţiilor specifice ci pe baza minimului cheltuielilor specifice calculate la producţia de energie electrică. Această condiţie devine obligatorie şi pentru alegerea raportului $\left(\frac{N_e^n}{N_e^c}\right)$ optim.

Din cele expuse mai sus se pot trage următoarele concluzii:

1. Centralele atomoelectrice combinate au o eficacitate termică şi indici economici simţitor mai ridicaţi decît ai centralelor atomoelectrice cu abur saturat. Combinarea CAE şi CTE în cadrul unei singure centrale deschide posibilitatea folosirii mai depline a principalelor calităţi ale celor două tipuri de centrale.

2. În lucrare se dau relaţiile de calcul pentru η^{n}_{CAEC} η^{e}_{CAEC}, η^{b}_{CAEC} şi $\Delta N^{n}_{e\,si}$ ceea ce dă posibilitatea analizării eficacităţii termice a CAEC.

3. Realizarea de CAEC prezintă interes deosebit atît în perioada actuală cît şi în perspectivă datorită posibilităţilor care apar în ce priveşte ridicarea parametrilor iniţiali ai ciclurilor celor două trepte precum şi în ce priveşte realizarea supraîncălzirii intermediare a aburului în cele două trepte.

4. În cadrul centralelor atomoelectrice combinate există posibilitatea folosirii unor agregate de turbine de tip standard şi de puteri unitare mai ridicate decît în cazul CAE cu abur saturat.

5. Avînd în vedere perspectivele pe care le au CAEC, prezintă interes elaborarea metodelor pentru alegerea parametrilor optimi atît ai ciclului termodinamic al treptei nucleare cît şi ai reactorului cu apă sub presiune sau fierbător.

CENTRALES NUCLÉAIRES COMBINÉES ET LEUR EFFICACITÉ THERMIQUE

RÉSUMÉ

L'auteur étudie l'efficacité thermique des centrales nucléaires combinées (CAEC). Ces centrales représentent la combinaison d'une centrale nucléaire et d'une centrale thermo-électrique en une seule unité. Elles utilisent les principaux avantages offerts par chacune afin d'obtenir un effet thermique et économique plus élevé. La proposition pour les réaliser appartient au professeur T. H. Margulova (U.R.S.S.).

Dans le cas des CAEC, le rendement brut est une fonction des rendements bruts des échelons, nucléaire et thermique, ainsi que de la puissance relative de l'échelon nucléaire.

Le rendement net des CAEC est lui-même une fonction des rendements des deux échelons, de la puissance relative de l'échelon nucléaire, ainsi que des consommations relatives de puissance, absorbées par les consommations internes des deux échelons.

L'auteur indique, en outre, les relations permettant de déterminer le rendement électrique d'une CAEC, ainsi que l'augmentation de la puissance de l'échelon nucléaire, par suite de la surchauffe de la vapeur, produite dans cet échelon, au moyen d'un combustible classique.

Fondé sur des exemples, l'auteur donne les courbes des rendements en fonction de la puissance relative de l'échelon nucléaire de la CAEC.

Il déduit, à partir des données obtenues, que le rendement électrique de la CAEC est supérieur à celui d'une centrale nucléaire soit à vapeur saturée, soit à vapeur surchauffée avec du combustible nucléaire ou classique. L'accroissement de la puissance électrique de l'échelon nucléaire, dû à la surchauffe de la vapeur dépasse de 30% la puissance initiale et est une fonction des paramètres des deux échelons et de la puissance relative de l'échelon nucléaire.

La détermination de la puissance relative optimum de l'échelon nucléaire d'une CAEC ne saurait être faite qu'en vertu de l'analyse thermodynamique seule ; il faut élaborer, de plus, une méthode technico-économique de calcul utilisant comme indice fondamental les dépenses calculées.

En tenant compte des perspectives offertes par les CAEC, il y a intérêt à élaborer des méthodes pour le calcul des paramètres optimums de l'échelon nucléaire, aussi bien pour le cycle thermodynamique que pour le réacteur à eau sous pression ou bouilleur.

BIBLIOGRAFIE

1. Т. Х. Маргулова, А. В. Чикилевская, М. Г. Гумилева, *Развитие тепловых схем атомных электростанций с водным теплоносителем.* Отчет ОНИР — МЕИ (1962).
2. Т. Х. Маргулова, К. Хайдук, *Исследование тепловой экономичности и выбор оптимальных параметров комбинироланных атомных электростанций.* Отчет ОНИР — МЕИ (1962).
3. В. Я. Рыжкин, *Исследование параметров тепловых схем современных конденсационных электростанций и теплоэлектроцентралей.* Труды МЕИ, **XXY** (1955).
4. — *Основные методические положения технико-экономических расчетов в энергетике.* Металлургиздат, Москва, 1959.

INFLUENȚA NATURII FLUIDULUI DE LUCRU ASUPRA CARACTERISTICII UNIVERSALE A TURBINEI CU GAZE

DE

V. PIMSNER

NOTAȚII

Indici

$_3$ — intrarea în rețeaua fixă de palete a turbinei;
$_{3'}$ — ieșirea din rețeaua fixă de palete a turbinei;
$_4$ — ieșirea din rețeaua mobilă de palete a turbinei;
$_*$ — parametrii totali ai fluidului;
$_t$ — turbină;
$_p$ — prototip;
$_m$ — model;
$_{pf.}$ — palete fixe;
$_{pm.}$ — palete mobile.

Mărimi mecanice și termodinamice

L — lucru mecanic [kgm];
P_t — puterea turbinei [CP];
c — viteza absolută [m/s];
u — viteza de transport;
w — viteza relativă;
a — viteza sunetului;
$\lambda = \frac{c}{a_{cr}}$ — criteriul cinematic;
$\mathfrak{Re}$ — criteriul Reynolds;
$\mathfrak{Pr}$ — criteriul Prandtl;
$\mathfrak{M}$ — criteriul Mach;
S — suprafață;
G — debit [kg/s];
$\varphi = \frac{c}{c_{id}}$ — coeficientul vitezei.

Funcționarea unei turbine de gaze cu diferite fluide de lucru, a căror caracteristici fizice să fie suficient de diferite între ele, poate fi întîlnită deseori în tehnică. În acest caz, se constată [1] că schimbarea naturii fluidului de lucru modifică în limite suficient de largi caracteristica turbinei de gaze, această modificare afectînd atît valoarea puterii, randamentului și gradului de destindere, cît și a criteriilor de similitudine cu ajutorul cărora se exprimă caracteristica turbinei. De aceea, în cadrul acestui articol, se va urmări determinarea variației performanțelor turbinei cu gaze, cînd caracteristicile fizice ale fluidului de lucru se modifică în limitele uzual întîlnite în practică.

Proprietățile fizice ale fluidului de lucru sînt definite de mărimile R, k, μ_g și λ_g, ultimele două mărimi fiind exprimate de criteriile $\mathfrak{Re}$ și $\mathfrak{Pr}$. Întrucît în marea majoritate a cazurilor turbinele cu gaze funcționează în domeniul de automodelare al cifrei $\mathfrak{Re}$, în continuare se vor lua în discuție variația mărimilor R, k, $\mathfrak{M}$ și $\mathfrak{Pr}$, constatîndu-se că criteriul $\mathfrak{M}$ este organic legat de mărimile R și k.

Pentru a scoate în relief influența constantei gazului R asupra caracteristicii turbinei axiale, monoetajate, se va presupune $k = \text{const.}$ În acest caz, este mai comod ca debitul și viteza de rotație raportate să fie puse sub forma

$$\bar{n} = \frac{nD_m}{\sqrt{RT_3^*}} = \frac{60\sqrt{g}}{\pi}\sqrt{\frac{k}{1+\frac{k-1}{2}M_{c_3'}^2}} = \frac{60\sqrt{g}}{\pi}\sqrt{k\left(1-\frac{k-1}{k+1}\lambda_{c_3'}^2\right)} = \text{idem}; \quad (1)$$

$$\bar{G} = \frac{G\sqrt{RT_3^*}}{p_3^*} = \delta_{3_a'}^* \sigma_{pf}^* \sin\alpha_{3'} q(\lambda_{c_3'})\sqrt{gk\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}} = \text{idem}; \quad (2)$$

iar lucrul mecanic specific raportat, va fi definit

$$\bar{L} = \frac{L}{RT_3^*} = \frac{k}{k-1}\left(1-\frac{T_4^*}{T_3^*}\right), \quad (3)$$

de unde, puterea raportată va fi exprimată de relația:

$$\bar{P}_t = \frac{\bar{L}\cdot\bar{G}}{75} = \frac{P_t}{p_3^*\sqrt{RT_3^*}} = \frac{\bar{G}}{75}\frac{k}{k-1}\left(1-\frac{T_4^*}{T_3^*}\right). \quad (4)$$

Din analiza relațiilor rezultă că, în cazul în care fluidele de lucru au exponentul izentropic $k = \text{const.}$, însă $R = \text{var.}$, este suficientă determinarea unei singure caracteristici a turbinei, exprimată sub forma:

$$\eta_t^*;\ \delta_t^*;\ \frac{P_t}{p_3^*\sqrt{RT_3^*}} = f\left(\frac{n}{\sqrt{RT_3^*}};\ \frac{G\sqrt{RT_3^*}}{p_3^*}\right), \quad (5)$$

întrucît ea cuprinde toate regimurile de lucru ale unei turbine axiale, monoetajate, care funcționează cu fluide de diverse constante ale gazului R ($k = \text{const.}$).

Într-adevăr, să se presupună cunoscută caracteristica η_{tt}^{l}, δ_t^*, $\bar{P}_t = f(\bar{n}, \bar{G})$ pentru un fluid dat, considerat *model* urmînd să se determine regimul de lucru al turbinei la viteza de rotație n_p pentru un alt fluid *prototip* de altă constantă ($R_p \neq R_m$, dar $k_p = k_m$), cunoscîndu-se condi-

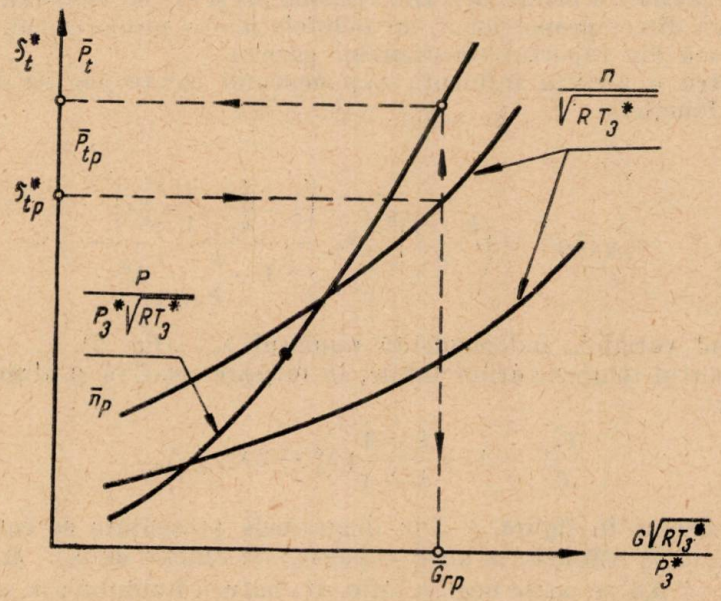


Fig. 1. — Caracteristica turbinei exprimată în parametri corespunzători cazului R = var ; k = const.

țiile inițiale ale fluidului (T_{3p}^* și p_{3p}^*) ca și presiunea de evacuare din turbină p_{4p}^*. Determinîndu-se raportul de destindere $\delta_{tp}^* = \frac{p_{3p}^*}{p_{4p}^*}$ și $\bar{n}_p = \frac{n_p}{\sqrt{R_p T_{3p}^*}}$ se poate obține (fig. 1) debitul raportat $\bar{G}_p$ și puterea raportată $\bar{P}_{tp}$ ale noului fluid la viteza de rotație n_p a turbinei. În același mod se determină și randamentul turbinei. Debitul și puterea se obțin din relațiile

$$G_p = \bar{G}_p \frac{p_{3p}^*}{\sqrt{R_p T_{3p}^*}} ; \tag{6}$$

$$P_{tp} = \bar{P}_{tp} p_{3p}^* \sqrt{R_p T_{3p}^*}, \tag{7}$$

din care rezultă că, în aceleași condiții inițiale, menținînd constante criteriile de similitudine $\bar{n}$ și $\bar{G}$, mărirea constantei gazului R duce la micșorarea debitului care traversează turbina, dar la mărirea vitezei de rotație și a puterii produse. Deci, pe măsură ce greutatea moleculară a fluidului de lucru se micșorează, asigurarea regimurilor asemenea duce

la mărirea vitezei de rotație și a puterii turbinei, deși debitul scade. Aceasta explică utilizarea heliului la instalațiile de forță atomice destinate transportului unde, cu debite mici de fluid se obțin puteri specifice mari (în același timp și gazul este ușor) ceea ce contribuie la micșorarea greutății specifice a instalației. Din relațiile (6) și (7) se constată că puterile variază direct proporțional, iar debitele invers proporțional, cu rădăcina pătrată din raportul constantelor gazelor.

Pentru a analiza influența exponentului izentropic, se determină valoarea funcției :

$$\sigma^*_{pf} q(\lambda_{c_3'}) = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}} \lambda_{c_3'} \frac{\left(1 - \frac{k-1}{k+1}\frac{\lambda^2_{c_3'}}{\varphi^2}\right)^{\frac{k}{k-1}}}{1 - \frac{k-1}{k+1}\lambda^2_{c_3'}}, \tag{8}$$

considerînd variabila independentă numărul $\lambda_{c_3'}$ (fig. 2).

Raportul temperaturilor totale, în mișcare relativă și absolută, dat de relația

$$\frac{T^*_{w_4}}{T^*_{c_3}} = 1 + \frac{k-1}{k+1}(\lambda^2_u - 2\lambda_u \lambda_{c3'u}), \tag{9}$$

este reprezentat în figura 3. Din diagramele prezentate se constată că relația $\sigma^*_{pf} q(\lambda_{c_3'})$ variază (la un $\varphi = \text{const.}$) în funcție de $\lambda_{c_3'}$ și k, însă pentru $\lambda_{c_3'} \leqslant 0{,}6$ se poate neglija influența naturii fluidului ; în schimb, la același λ_u și $\frac{T^*_{w_4}}{T^*_{c_3}}$, $\lambda_{c_3'}$ variază în același sens cu exponentul izentropic k, variația maximă obținîndu-se la $\lambda_u = 0{,}3 \div 0{,}6$.

Pentru a continua analiza începută este necesară cunoașterea dimensiunilor constructive a turbinei și parametrii fluidelor de lucru. Întrucît instalația experimentală, care lucrează cu aer și gaz metan, utilizează turbina unui turbocompresor care a funcționat cu gaze de ardere evacuate dintr-un motor cu piston, la temperatura de 1150—1250°K se obțin regimurile echivalente din tabela 1.

Tabela 1

Fluid	R $\left[\frac{kgm}{kg\ grd}\right]$	T^*_3 [°K]	$\sqrt{RT^*_3}$	Viteza de rotație rot/min					
Gaze de ardere	29,34	1 200	188	24 000	21 000	18 000	15 000	12 000	10 000
Gaz metan	52,8	275	120,4	15 400	13 500	11 500	9 660	7 730	5 820
Aer	29,27	288	91,7	11 650	10 200	8 730	7 260	6 450	4 850

care justifică alegerea vitezelor de rotație raportate $\bar{n} = 65,\ 108,\ 120$.

Dimensiunile principale ale turbinei sînt redate în figura 4, de

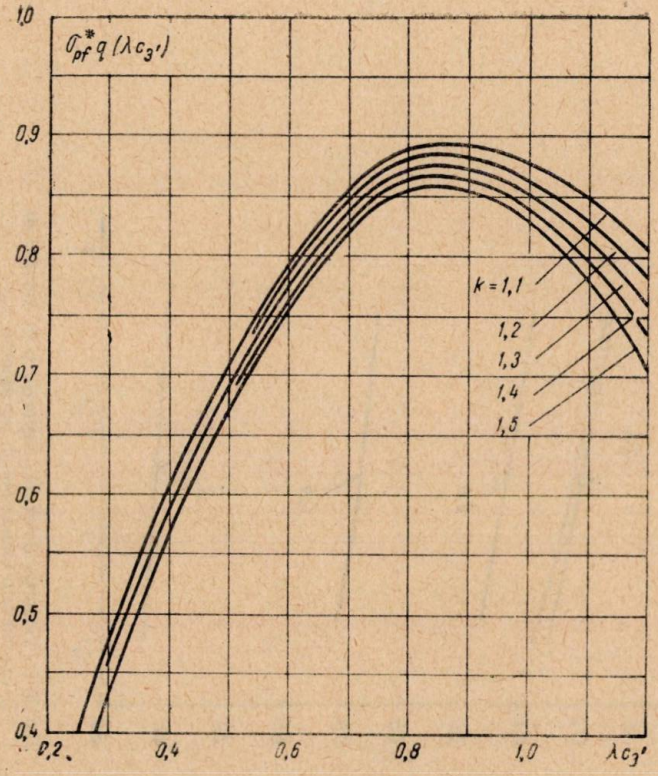


Fig. 2. — Variația funcției $\sigma^*_{pf}\,q\,(\lambda_{c_3'})$, în funcție de $\lambda_{c_3'}$; exponentul k — parametru.

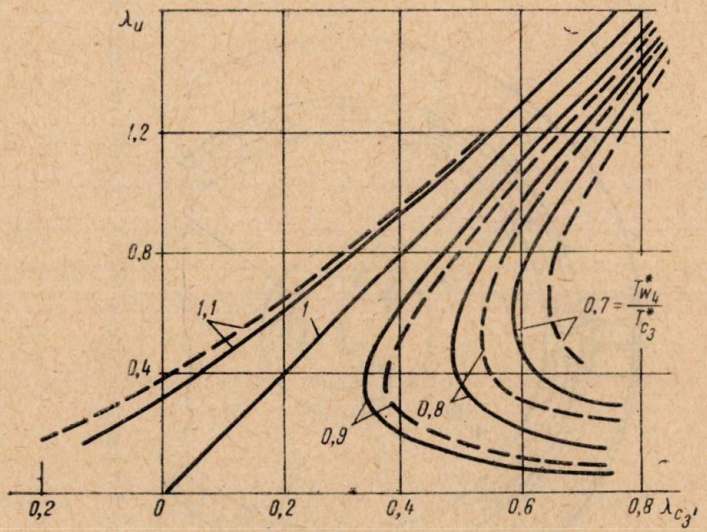


Fig. 3. — Variația coeficientului λ_u în funcție de $\lambda_{c_3'}$ considerînd parametrul raportul $T^*_{w_4}/T^*_{c_3}$ (linii pline — $k = 1{,}14$; linii întrerupte — $k = 1{,}40$) $\left\{\lambda_{c_3'u} = \frac{1}{2\lambda_u}\left[\lambda_u^2 + \frac{k+1}{k-1}\left(1 - \frac{T^*_{w_4}}{T^*_{c_3}}\right)\right]\right\}$.

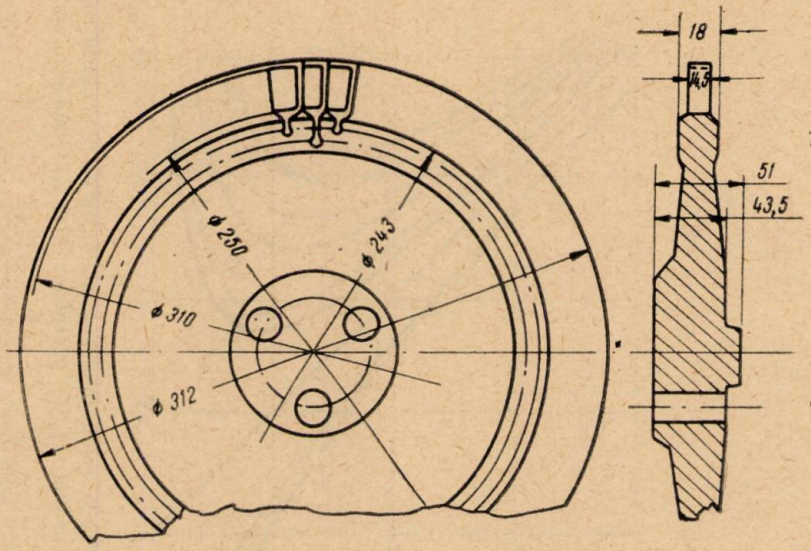


Fig. 4. — Dimensiunile principale ale rotorului turbinei experimentale.

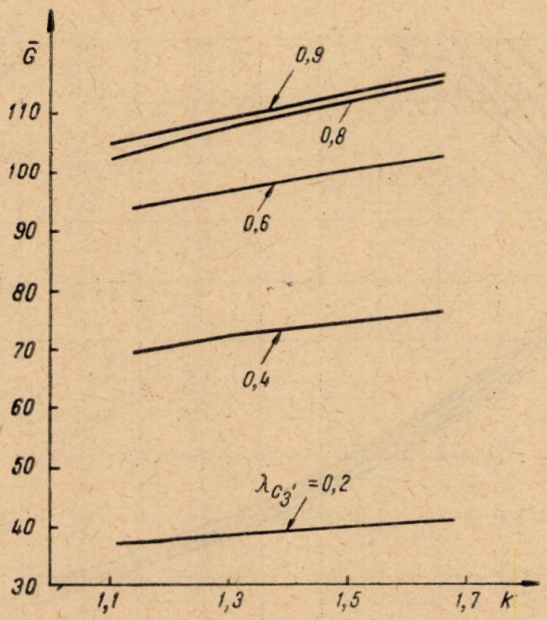


Fig. 5. — Variația debitului raportat $\bar{G}$ în funcție de exponentul izentropic k, parametru $\lambda_{c_3'}$.

unde $D_{m\,rot} = 280$ mm, $S_{3'_a} = 0{,}0194$ m², $\alpha_{3'} = 18°$, $\beta_{3'} = \beta_4 = 45°$, iar pe baza datelor experimentale se apreciază valorile $\varphi = 0{,}90$ și $\psi_{nom} = 0{,}88$. Se poate astfel determina coeficientul λ_u, pe baza relației

$$\bar{n} = \frac{60}{\pi D_m} \lambda_u \sqrt{\frac{2gk}{k+1}}. \tag{10}$$

Din relația (2) se deduce variația funcției $\bar{G} = f(\lambda_{c_3'}, k)$ care arată (fig. 5) că exponentul izentropic poate cauza, la valorile întîlnite în practică, variații ale debitului raportat de circa 10%. Alura funcției $\bar{G} = f(\lambda_{c_3'}, k)$ se explică prin slaba variație a produsului $\sigma^*_{pf}\, q(\lambda_{c_3'})$ în funcție de k, din care cauză termenul de sub radical determină variația funcției $\bar{G}$, care precizează debitul care traversează rețeaua fixă de palete a turbinei.

Transformările realizate în rețeaua mobilă de palete a turbinei determină valoarea lucrului mecanic obținut care, conform relației

$$\frac{gL}{a^2_{cr}} = \lambda_u \left(\lambda_{c_3'u} + \lambda_{w_4} \sqrt{\frac{T^*_{w_4}}{T^*_{c_3}}} - \lambda_u \right), \tag{11}$$

depinde de coeficienții $\lambda_{c_3'u}$, λ_{w_4} etc., a căror valoare este precizată și de exponentul k. Determinarea coeficientului ψ pe baza relațiilor cunoscute [2] permite calculul expresiei:

$$\frac{G\sqrt{RT^*_3}}{p^*_3} = S_{4a} \sin \beta_4\, \sigma^*_{pf}\, \sigma^*_{pm}\, q(\lambda_{w_4}) \sqrt{gk \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \sqrt{\left(\frac{T^*_{w_4}}{T^*_{c_3}}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}, \tag{12}$$

care devine, în cazul turbinei studiate:

$$10^4 \bar{G} = 186{,}58\, \sigma^*_{pf}\, \sigma^*_{pm}\, q(\lambda_{w_4}) \sqrt{gk \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \sqrt{\left(\frac{T^*_{w_4}}{T^*_{c_3}}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}, \tag{12'}$$

din care se calculează relația $\sigma^*_{pm}\, q\,(\lambda_{w_4}) = f(\lambda_{c_3'}, k)$.

Pentru a determina coeficientul λ_{w_4} este necesară trasarea prealabilă a funcției $\sigma^*_{pm}\, q\,(\lambda_{w_4}) = f(\lambda_{w_4}, k)$ pentru toate valorile coeficientului ψ determinate anterior (fig. 6). Din valorile determinate rezultă că λ_{w_4}, este practic independent de $\lambda_{c_3'}$ dar variază cu $\bar{G}$ (fig. 7).

Întrucît unghiurile $\alpha_{3'}$ și β_4 sînt constante, componentele $\lambda_{c_3'u}$ și λ_{w_4u} variază direct proporțional cu coeficienții $\lambda_{c_3'}$ și λ_{w_4}. Cum, atît $\lambda_{c_3'}$ și λ_{w_4} cît și raportul $\frac{T^*_{w_4}}{T^*_{c_3}}$, la același debit $\bar{G}$, scad cu creșterea exponentului k, rezultă — conform relației (11) — că lucrul mecanic specific (la $\bar{G} = \text{const.}$) scade cînd exponentul k crește (fig. 8). În schimb, lucrul

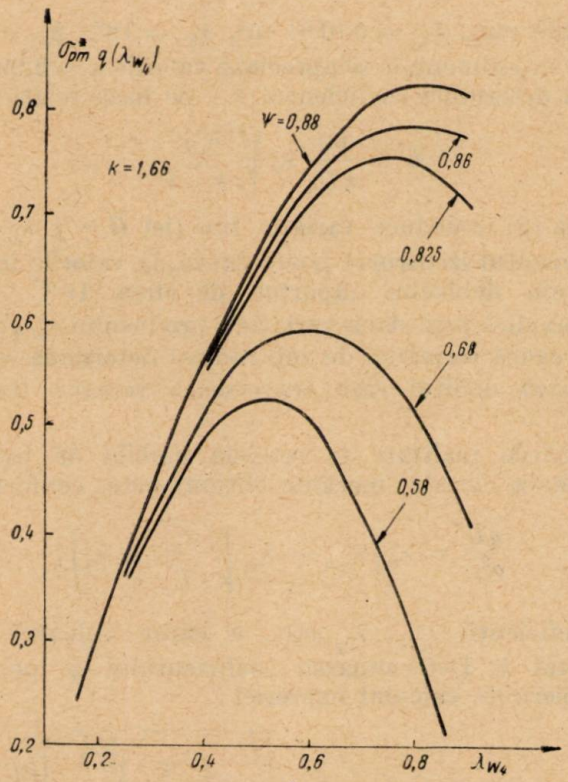


Fig. 6. — Variația funcției $\sigma^*_{pm}\, q(\lambda_{w_4})$ în funcție de λ_w, și ψ pentru $k = 1{,}66$.

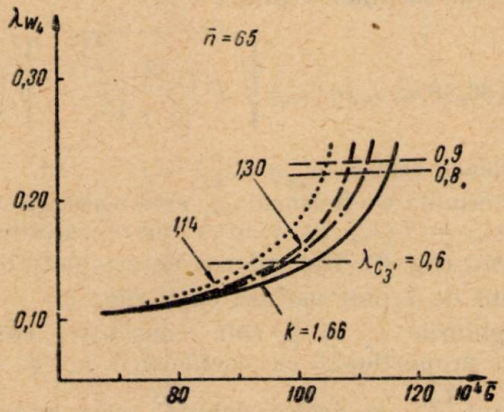


Fig. 7. — Variația coeficientului λ_{w_4} în funcție de debitul raportat $\bar{G}$, parametru-exponentul izentropic k, la viteza de rotație $\bar{n} = 65$.

mecanic specific $\bar{L}$ crește cu exponentul k, dacă coeficientul $\lambda_{c_3'}$ rămîne constant; variația fiind cu atît mai mare cu cît $\lambda_{c_3'}$ este mai mare, putînd depăși 15%. De remarcat că funcția $\bar{L} = f(\lambda_{c_3'})$ are alura unei drepte a cărei pantă este determinată de exponentul k, din care cauză și funcția $\bar{P}_t = f(\lambda_{c_3'}, k)$ este practic o dreaptă (fig. 9) iar $\bar{P}_t = f(\bar{G}, k)$ este o parabolă (fig. 10). În ambele cazuri se constată că exponentul k are o influență foarte mare asupra variației puterii care, la valori mari ale lui $\lambda_{c_3'}$ sau $\bar{G}$, atinge 16—22%.

Lucrul mecanic $\bar{L}$ determină și variația raportului temperaturilor absolute ale fluidului în amontele și avalul turbinei $\frac{T_3^*}{T_4^*}$, care are o variație liniară cu $\lambda_{c_3'}$ (fig. 11) realizînd variații de 10—12% cînd se modifică exponentul k, în schimb relația $\frac{T_3^*}{T_4^*} = f(\bar{G})$ este practic independentă de valoarea lui k, întrucît la variații în limite largi ale lui k ($k = 1{,}14 \div 1{,}66$) se obține o variație a raportului $\frac{T_3^*}{T_4^*}$ de $2 \div 4\%$.

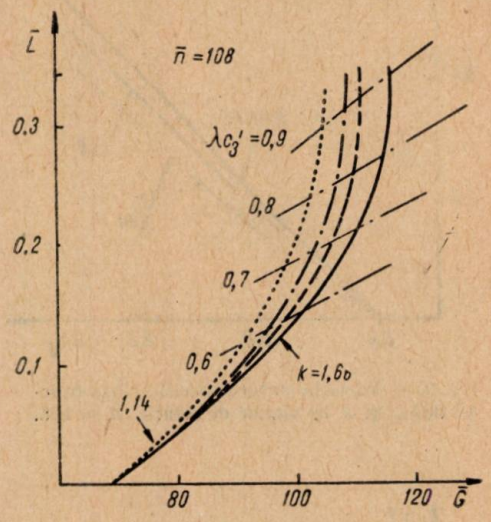


Fig. 8. — Variația lucrului mecanic specific $\bar{L}$ în funcție de debitul de aer $\bar{G}$ și exponentul izentropic k, la viteza de rotație $\bar{n} = 108$.

Influența valorii exponentului k asupra raportului de destindere δ_t^* devine sensibilă doar la valori $\lambda_{c_3'} \geqslant 0{,}8—0{,}9$, ceea ce se întîlnește deseori la turbinele cu acțiune; mărirea lui δ_t^* cu micșorarea lui k, depinde în special de $\bar{G}$ și în mică măsură de viteza de rotație raportată $\bar{n}$, reprezentînd — spre exemplu — la $10^4 \bar{G} = 110$ și $\bar{n} = 108$ variația $\frac{\Delta \delta_t^*}{\delta_t} = 8\%$ cînd k variază de la 1,14 la 1,66.

Pentru a verifica valabilitatea relațiilor deduse s-a realizat o instalație experimentală, a cărei schemă de principiu este redată în figura 13. Ea constituie un ansamblu cu instalația experimentală pentru studiul determinării și eliminării umidității gazelor naturale. Gazul metan, debitat de conducta *1*, trece printr-un separator mecanic (*s*) de tip centrifug, destinat să elimine picăturile de apă și particulele solide eventual aflate pe conductă, după care gazul trece printr-un regulator (*R*) care asigură o presiune constantă, cuprinsă între 3 și 15 ata. În continuare, gazul metan pătrunde în bateria turnurilor de uscare (T_u) unde silicagelul reține cea mai mare parte din vaporii de apă, apoi gazul este dirijat

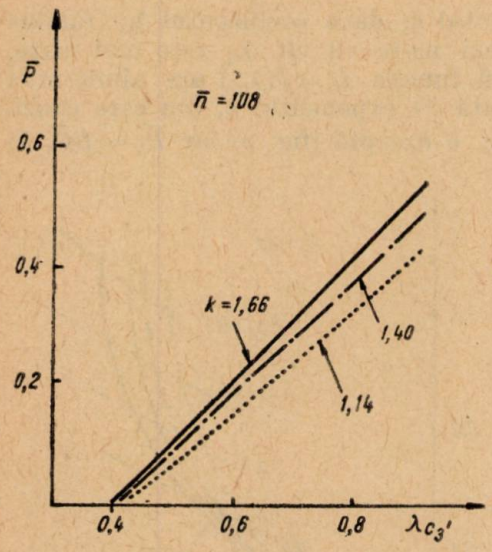


Fig. 9. — Variația puterii specifice $\bar{P}_t$ în funcție de $\lambda_{c_3'}$ și k la viteza de rotație $\bar{n} = 108$.

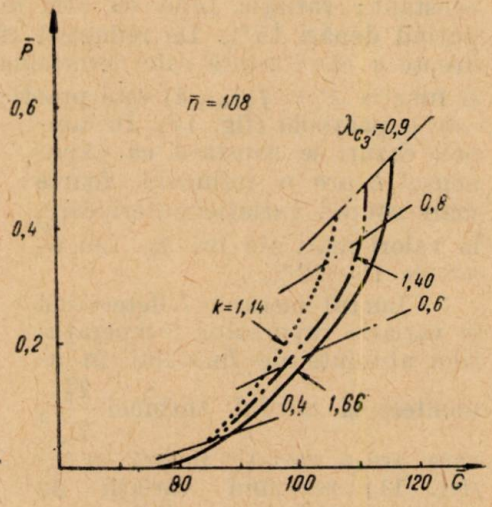


Fig. 10. — Variația puterii specifice $\bar{P}_t$ în funcție de $\lambda_{c_3'}$ și k ($\bar{n} = 108$)

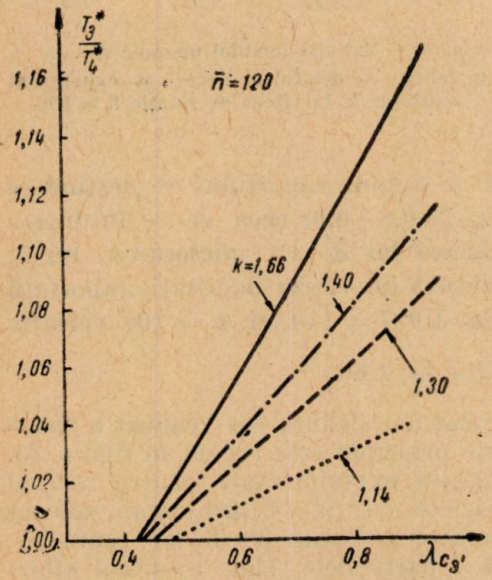


Fig. 11. — Variația raportului temperaturilor absolute $\frac{T_3^*}{T_4^*}$ în funcție de $\lambda_{c_3'}$ și k.

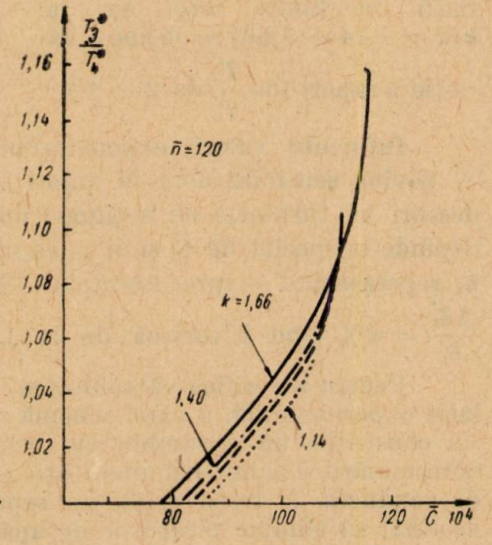


Fig. 12. — Variația raportului temperaturilor absolute $\frac{T_3^*}{T_4^*}$ în funcție de $\bar{G}$ și k.

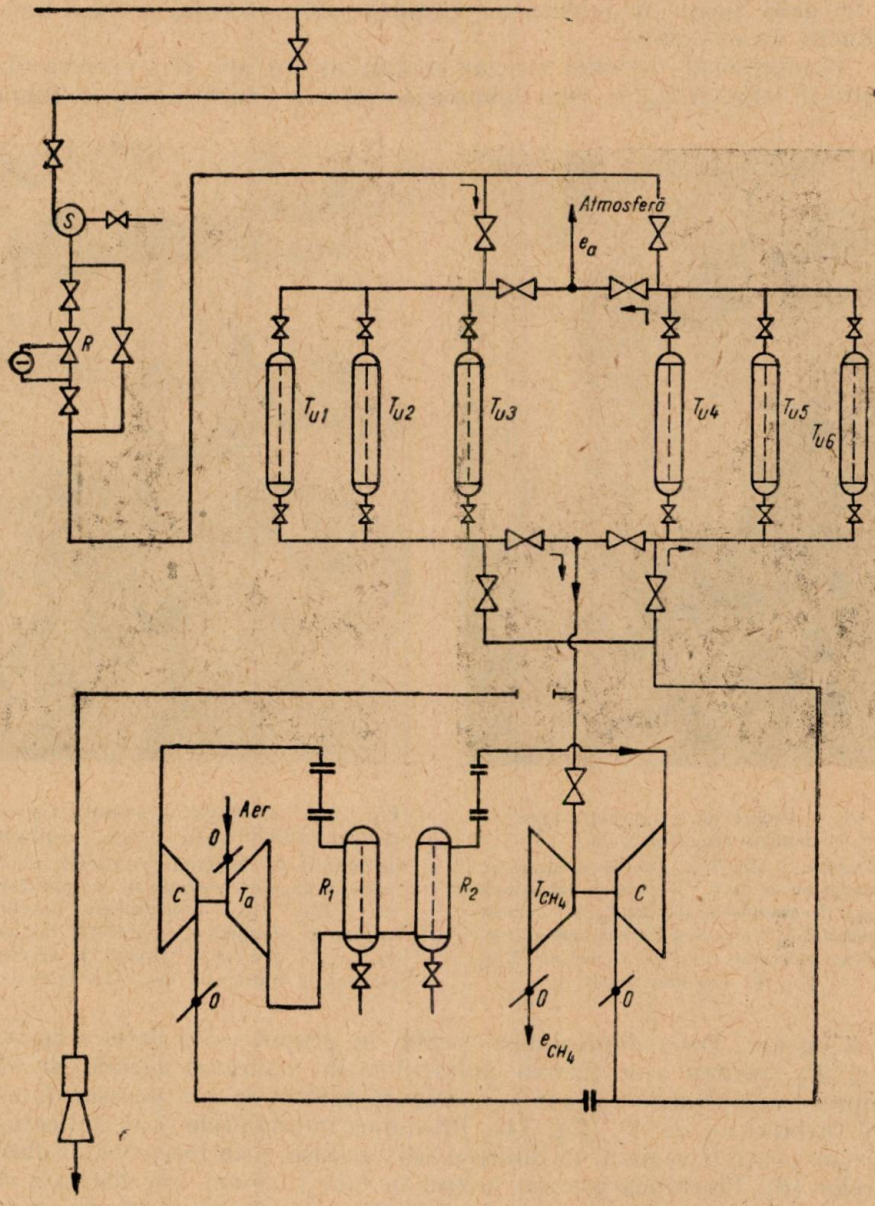


Fig. 13. — Schema de ansamblu a instalației experimentale.

spre turbina cu gaz metan (T_{CH_4}) după care este evacuat în atmosferă. Presiunea în amontele turbinei este dictată de regulatorul de presiune, iar în aval poate fi reglată cu ajutorul obturatorului (O) existent în conducta de evacuare.

Compresorul turbinei cu gaz metan aspiră aer din rezervorul R_1 montat în serie cu R_2, în care debușează evacuarea turbinei T_a ce funcțio-

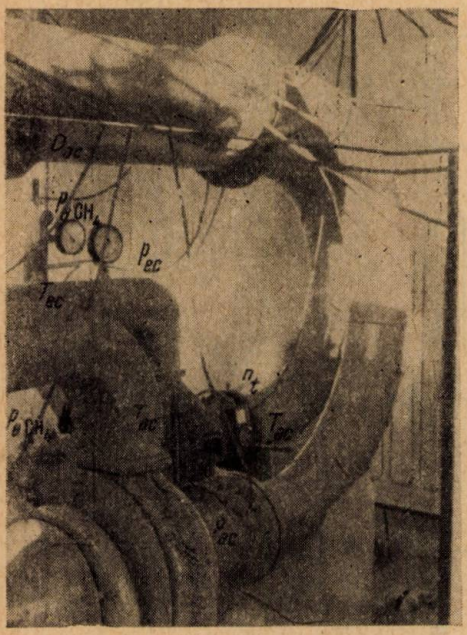


Fig. 14. — Vedere de ansamblu asupra turbinelor experimentale;
T_a — turbina cu aer; T_{CH_4} — turbina cu gaz metan; *1* — admisia aerului la T_a; *2* — admisia gazului metan la T_{CH_4}; *3* — evacuarea aerului din T_a; *4* — evacuarea din turbina T_{CH_4} în atmosferă a gazului metan; *5* și *7* admisie aer la compresorul turbinei T_a respectiv, T_{CH_4}; *6* și *7* — evacuarea aerului.

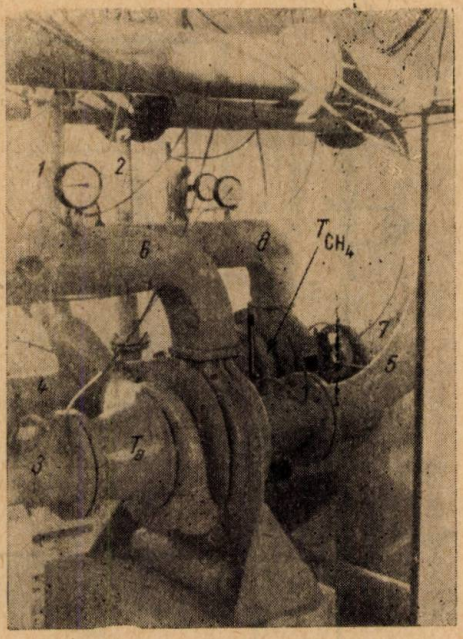


Fig. 15. — Aparatele de măsură a presiunii și temperaturii p_{aCH_4}, p_{eCH_4} — presiunea de admisie în turbină, respectiv de evacuare a gazului metan; n_t numărător de ture; T_{ac}, T_{ec} — temepratura aerului la intrare în compresor, respectiv la ieșire; p_{ac}; p_{ec} — presiunea statică a aerului la admisie în compresor, respectiv la evacuare.

nează cu aer. Deci, depresiunea creată în grupul celor două rezervoare R_1 și R_2 (pentru amortizarea pulsațiilor) de aspirarea aerului de către compresorul turbinei cu gaz metan, asigură debitul de aer necesar funcționării turbinei cu aer T_a (fig. 14). Presiunea în amontele și avalul compresoarelor poate fi variată, în limite relativ reduse, prin intermediul obturatoarelor (0). Presiunea gazului metan în fața turbinei este limitată doar de rezistența peretelui carcasei, asigurîndu-se o largă gamă de variații. O parte din aparatajul de măsură al instalației este prezentat în figura 15; pentru a asigura precizia măsurării presiunii statice s-a folosit inelul de egalizare, iar presiunea totală s-a măsurat cu tubul Pitot sau alte

tipuri de sonde verificate în cursul multiplelor experiențe anterioare. Prin alegerea convenabilă a secțiunilor de trecere diferența între temperatura statică și cea totală a fluidului de lucru reprezintă (1—2)°C ceea ce face ca erorile posibile în determinarea temperaturii să fie minime.

Analiza experimentală a influenței parametrilor menționați asupra caracteristicii universale a turbinei presupune posibilitatea menținerii constante, în timpul determinărilor, a tuturor parametrilor cu excepția celui studiat. Din expresia cifrei Prandtl :

$$\mathfrak{Pr} = 3\,600\,\frac{c_p \mu_g}{\lambda_g},$$

se vede ușor că valoarea sa nu poate rămîne constantă cînd se modifică fluidul de lucru. În cazul transformărilor fără schimb de căldură cu exteriorul, cazul determinărilor efectuate, influența cifrei $\mathfrak{Pr}$ nu poate avea o influență sensibilă. În plus, variația cifrei $\mathfrak{Pr}$ între aer și gaz metan este de 3,25% la temperatura experimentărilor, deci insignifiantă pentru a influența rezultatele obținute.

Cifra $\mathfrak{Re}$, scrisă în secțiunea de intrare a turbinei, (reamintind caracterul convențional al lungimii *l*) poate fi pusă sub forma :

$$\mathfrak{Re} = \frac{l c_3 \rho_3}{\mu_3} = \frac{l}{\pi_g D_m l_p}\,\frac{G}{\mu_3}, \tag{13}$$

care arată că menținerea constantă a cifrei $\mathfrak{Re}$, impune ca debitul G să varieze proporțional cu viscozitatea dinamică a fluidului, ceea ce pe de o parte reduce domeniul experimentărilor, pe de altă parte îngreunează foarte mult efectuarea determinărilor. Observînd însă că relația (13) se poate scrie

$$\mathfrak{Re} = K_1 \frac{G\sqrt{RT_3^*}}{p_3^*} \cdot \frac{p_3^*}{\mu_3\sqrt{RT_3^*}} = K_1 \bar{G}\,\frac{p_3^*}{\mu_3\sqrt{RT_3^*}}, \tag{13'}$$

în care K_1 este o constantă. Se constată că, pentru parametrii $\bar{G}$ = idem și $\bar{n}$ = idem, pentru a avea aceeași cifră $\mathfrak{Re}$, cînd se modifică fluidul de lucru este necesară respectarea relației

$$\left(\frac{p_3^*}{\mu\sqrt{RT_3^*}}\right)_{aer} = \left(\frac{p_3^*}{\mu\sqrt{RT_3^*}}\right)_{CH_4}, \tag{14}$$

deci, după experimentarea corespunzătoare cu aer, avînd $T^*_{CH_4}$ se alege presiunea de intrare a gazului metan, conform relației

$$p^*_{3CH_4} = p^*_{3aer}\,\frac{\mu_{CH_4}}{\mu_{aer}}\sqrt{\frac{(RT_3^*)_{CH_4}}{(RT_3^*)_{aer}}}, \tag{14'}$$

viteza de rotație fiind determinată de relația

$$n_{CH_4} = n_{aer}\sqrt{\frac{(RT_3^*)_{CH_4}}{(RT_3^*)_{aer}}}. \tag{15}$$

Însă, întrucît existau suficiente premise ca regimurile de lucru să fie cuprinse în domeniul de automodelare al cifrei $\mathfrak{Re}$, s-a efectuat o primă

serie de experimentări, fluid de lucru-gaz metan, constînd din menținerea constantă a vitezei de rotație raportate $\bar{n}$ și a debitului $\bar{G}$, variindu-se valoarea cifrei $\mathcal{R}_e$. Datele obținute sînt trecute în tabela 2.

Tabela 2

Date experimentale — seria 1 fluid — gaz metan

Numărul experiment.	1	2	3	4	5	6	7
p_3^* kg/cm²	1,480	1,520	1,630	1,682	1,738	1,790	1,845
p_4^* „	1,028	1,052	1,133	1,170	1,210	1,250	1,289
δ_t^* „	1,442	1,441	1,439	1,439	1,436	1,435	1,433
γ_4^* kg/m³	0,750	0,765	0,830	0,855	0,884	0,914	0,942
G kg/s	1,322	1,352	1,436	1,495	1,540	1,600	1,630
$10^4\bar{G}$	107,2	106,9	105,8	106,8	106,4	107,1	106,1
n rot/min	12 830	12 830	12 830	12 830	12 830	12 830	12 920
$\bar{n}$	107,6	107,6	107,6	107,6	107,6	107,6	108,2

Se constată că deși se realizează $\Delta\,\mathcal{R}_e > 20\%$ cînd $\bar{n}$ și $\bar{G}$ sînt practic constanți, se obține $\frac{\Delta\delta_t^*}{\delta_t^*} < 1{,}0\%$ variație inferioară preciziei determinărilor; ceea ce permite să se considere $\delta_t = \text{const.}$, justificînd afirmația inițială că regimul de funcționare este în domeniul de automodelare al cifrei $\mathcal{R}_e$. De aceea, experimentările au fost concentrate pentru a scoate în relief influența parametrilor k, R și M pentru ($\bar{G}$ = idem și $\bar{n}$ = idem) asupra mărimilor $\bar{P}_t$, δ_t^* și η_t^*. În acest scop s-a variat debitul $\bar{G}$ prin modificarea presiunii amonte (la turbina cu gaz metan) sau a celei aval (la turbina cu aer) și s-a menținut $\bar{n}$ = const. prin schimbarea poziției obturatorului din avalul, respectiv amontele turbinei.

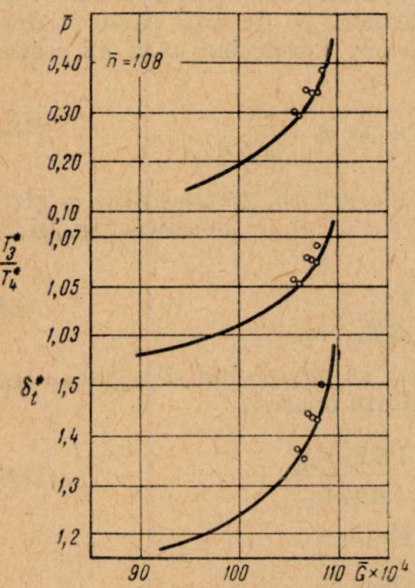


Fig. 16. — Caracteristica universală a turbinei ($\bar{n}$ = 108) fluid de lucru gaz metan; linie plină-curbă teoretică; cercuri — puncte experimentale.

Rezultatele experimentale obținute, trasate în figura 16, se suprapun în bune condiții peste caracteristica turbinei, dedusă teoretic. După cum rezultă din figura 17, care reprezintă caracteristica universală a turbinei, obținută experimental pentru $k = 1{,}3$ și 1,4, micșorarea exponentului izentropic k(la $\bar{G}$ dat) atrage mărirea gradului

de destindere în turbină și a puterii raportate, în schimb raportul temperaturilor scade. Micșorarea exponentului k, la același debit raportat, face ca viteza c_3' să fie mai apropiată de viteza sunetului și influența parametrilor k și M să fie mai sensibilă. Influența lui k este sensibilă la debite raportate mari (mai exact la coeficienți $\lambda_{c_3'}$ mari). Se poate

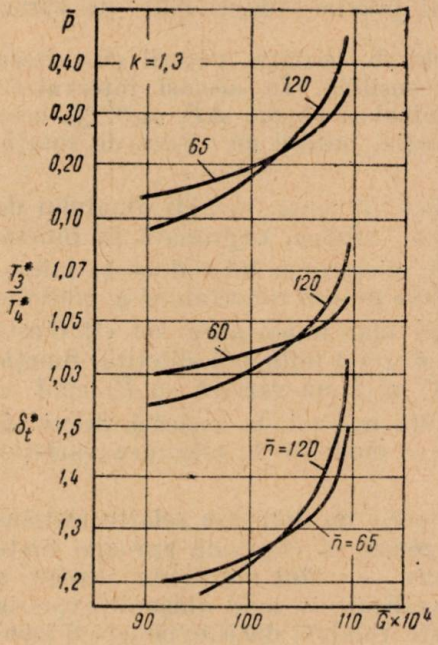


Fig. 17. — Caracteristica universală a turbinei, determinată experimental pentru gaz metan și aer ($\bar{n} = 65$).

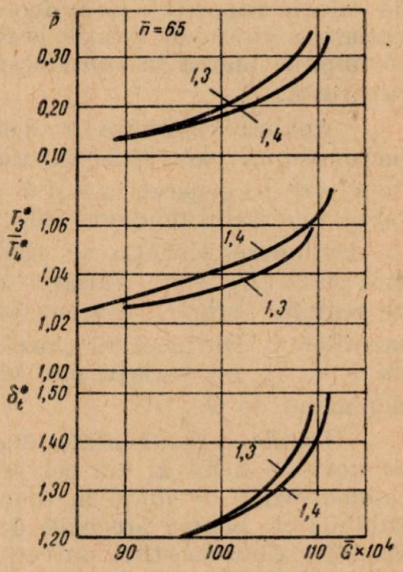


Fig. 18. — Caracteristica universală a turbinei, în funcție de $\bar{G}$ și $\bar{n}$, determinată pentru gaz metan.

scoate din nou în relief variația redusă a gradului de destindere δ_t^* cînd se modifică exponentul k.

Aceeași variație redusă, cînd k a trecut de la 1,3 la 1,4 realizează și raportul temperaturilor; variații de 1—1,5% cad la limita erorilor de determinare a instalației experimentale; este probabil că la o variație mai sensibilă a lui k să se detecteze o influență mai pronunțată.

Influența cumulată a debitului $\bar{G}$ și a lui δ_t^* fac ca variația puterii $\bar{P}_t$ să fie de peste 5—6% (cînd k variază de la 1,3 la 1,4) ceea ce confirmă concluziile teoretice.

Figura 18, prezintă variația funcției $\bar{P}_t$, δ_t^*, $\frac{T_3^*}{T_4^*} = f(\bar{G}, \bar{n})$ pentru $k = \text{const}$. Se constată că există un anumit regim de funcționare la care mărimile sînt independente de variația vitezei de rotație. Cum turațiile alese pentru exemplificare ($\bar{n} = 65$ și 120) reprezintă limi-

tele intervalului de funcționare, rezultă că acest regim este foarte apropiat de regimul economic, utilizat în mod curent.

De asemenea, se remarcă slaba variație a lui δ_t^* (la $\overline{G}$ dat) cu $\bar{n}$, astfel pentru $\bar{n} = 65 \div 120$, $\Delta\delta_t^* = 2 \div 5\%$ la regim maxim. Raportul temperaturilor $\frac{T_3^*}{T_4^*}$ poate fi considerat practic independent de variația vitezei de rotație raportate; în schimb, variația puterii cu viteza de rotație raportată este deosebit de sensibilă. În același interval de variație a vitezei de rotație, la regim nominal se obține $\Delta\overline{P}_t \cong 32\%$, ceea ce impune luarea în considerare a variației puterii cu viteza de rotație raportată.

Analiza efectuată a scos în relief influența naturii fluidului de lucru asupra caracteristicii universale a turbinei, exprimată în funcție de $\bar{n}$ și $\overline{G}$. În general, la $\bar{n}$ și $\overline{G}$ constanți, micșorarea lui k duce la micșorarea raportului temperaturilor, la mărirea puterii raportate și a gradului de destindere, variația sa fiind cu atît mai importantă cu cît $\overline{G}$ este mai mare ($\lambda_{c_3'} > 0$). Variația mărimii $\bar{n}$ are o influență diferită, funcție de regimul turbinei. S-a constatat că δ_t^* și $\overline{L}$ nu variază cu $\overline{P}_t$ cînd se modifică k. Din această cauză și celelalte mărimi, la aceleași valori ale lui $\bar{n}$ și $\overline{P}_t$, au variații mai mici cînd se modifică k, mărimea variației depinzînd de $\overline{G}$.

Datele experimentale, deși au acoperit un domeniu relativ restrîns de variație a lui k, din cel posibil, a reușit să cuprindă aproape toate fluidele uzual întîlnite în tehnică. Totuși, ele sînt suficiente pentru a sublinia că, pentru preciziile de calcul realizate în mod obișnuit expresia clasică a caracteristicii universale nu este valabilă dacă exponentul izentropic al fluidului de lucru realizează o variație mai mare de 5—6%. Se știe că o astfel de variație se poate obține în anumite cazuri, fără a modifica natura fluidului de lucru, prin variația corespunzătoare a temperaturii, fapt deosebit de important la analiza reglajului și performanțelor instalației.

EINFLUSS DER NATUR DES ARBEITSFLUIDUMS AUF DIE UNIVERSAL-CHARAKTERISTIK DER GASTURBINE

ZUSAMMENFASSUNG

In dieser Arbeit wird der Einfluss der Natur des Arbeitsfluidums auf die Universal-Charakteristik der einstufigen Achsialturbinen theoretisch und experimentell bestimmt. Es wird festgestellt, dass bei Änderung der Natur des Arbeitsfluidums in den in der Praxis gewöhnlich auftre-

tenden Grenzen, die Änderungen der Grössen der Universal-Charakteristik gross genug sind, um berücksichtigt werden zu müssen. Insbesondere verändert sich die Turbinenleistung um über 15%, wenn sich der isentropische Exponent um 5—8% ändert, und rechtfertigt demzufolge eine Korrektur des klassischen Ausdruckes für die Universal-Charakteristik der Turbine.

BIBLIOGRAFIE

1. V. PIMSNER, *Unele aspecte ale similitudinii turbinelor cu gaze.* St. cerc. energ., *1* B (1962).
2. В. И. ЛОКАЙ, *Зависимость профильных потерь в решетке от угла атаки*, Известия, Акад. Наук СССР (о.т.н.), *6* (1954).
3. М. Е. ДЕЙЧ, *Техническая газодинамика.* Госэнергоиздат, Москва, 1953.

STUDIUL COEFICIENTULUI DE DEBIT AL ORIFICIILOR CAMERELOR DE ARDERE LA MOTOARELE CU APRINDERE PRIN COMPRESIUNE

DE

ADRIAN CĂLIN VASILESCU

Motoarele cu aprindere prin compresiune şi cameră divizată au volumul de deasupra pistonului organizat în două spaţii : camera principală de ardere şi camera separată, legate prin canale sau orificii. La curgerea gazului între cele două camere, ca urmare fie a deplasării pistonului fie a procesului de ardere, apare o pierdere de presiune care are următoarele efecte :

— presiunea din camera separată este diferită de presiunea din camera principală ;

— în timpul compresiunii pătrunde mai puţin aer în camera separată ceea ce afectează fenomenul de ardere ;

— apare un consum suplimentar de lucru mecanic ca urmare a pierderilor aerodinamice.

În ansamblu, pierderile de presiune menţionate conduc la o micşorare a randamentului efectiv al motorului, deci la o creştere a consumului specific de combustibil, ceea ce justifică necesitatea aprofundării acestei probleme.

Dintre aspectele diferite ce se pot pune, în această lucrare se analizează modul cum este afectată de curgerea prin orificii şi canale, cantitatea de substanţă ce se schimbă cu camera de ardere separată şi prin urmare, se cercetează coeficientul de debit al canalelor şi orificiilor.

În lucrare, se analizează factorii de care depinde coeficientul de debit, se prezintă unele date experimentale referitoare la motoare uzuale şi se arată necesitatea de a considera în calcule, o valoare variabilă în timp, a coeficientului de debit.

1. Se consideră curgerea printr-un orificiu în ipoteza regimului permanent şi a unei viteze suficient de mici pentru ca să se poată neglija compresibilitatea gazului. Se poate scrie

ecuația lui Bernoulli :

$$\frac{p_0}{\rho}+\frac{w_0^2}{2}=\frac{p_c}{\rho}+\frac{w_c^2}{2}+\xi\frac{w_c^2}{2}; \tag{1}$$

ecuația continuității :

$$A_0 w_0 = A_c w_c, \tag{2}$$

expresii în care se notează cu p—presiunea, w—viteza, ρ—masa specifică, A — secțiunea și ξ — coeficientul de pierderi locale. Indicele 0 se referă la condițiile inițiale, iar indicele c la secțiunea contractată a venei de fluid la ieșirea din orificiu sau canal. Dacă se notează cu $m=\frac{A}{A_0}$ raportul secțiuniloror și cu $\varepsilon=\frac{A_c}{A}$ raportul dintre secțiunea contractată și secțiunea orificiului sau canalului la ieșire, prin combinarea relațiilor (1) și (2), se obține valoarea vitezei

$$w_c=\frac{1}{\sqrt{1+\xi-\varepsilon^2 m^2}}\sqrt{2\frac{p_0-p_c}{\rho}}; \tag{3}$$

debitul volumic Q rezultă înmulțind viteza cu secțiunea reală a vînei de fluid

$$Q=\frac{\varepsilon}{\sqrt{1+\xi-\varepsilon^2 m^2}}A\sqrt{2\frac{p_0-p_c}{\rho}}. \tag{4}$$

Debitul teoretic, în ipotezele de mai sus se scrie

$$Q'=A\sqrt{2\frac{p_0-p_c}{\rho}}, \tag{5}$$

astfel că valoarea coeficientului de debit μ definit drept raportul dintre debitul real și cel teoretic ce curge printr-o secțiune dată este

$$\mu=\frac{Q}{Q'}=\frac{\varepsilon}{\sqrt{1+\xi-\varepsilon^2 m^2}}. \tag{6}$$

Prin urmare, coeficientul de debit al unui orificiu depinde de coeficientul de contracție al secțiunii ε și de coeficientul pierderilor locale ξ. Într-o primă aproximație coeficientul de contracție al secțiunii venei poate fi considerat constant, produsul $\varepsilon^2 m^2$ neglijabil și ξ subunitar, astfel că se obține relația

$$\mu\cong\varepsilon\left(1-\frac{1}{2}\xi\right), \tag{7}$$

adică coeficientul de debit va varia invers cu coeficientul pierderilor locale de presiune.

Datele din literatură arată că valoarea coeficientului pierderilor locale de presiune se modifică cu cifra Reynolds, această modificare fiind deter-

minată atît de rugozitatea pereților orificiului sau al canalelor cît și de procesele ce au loc după ieșirea fluidului din orificiu. În general, valoarea

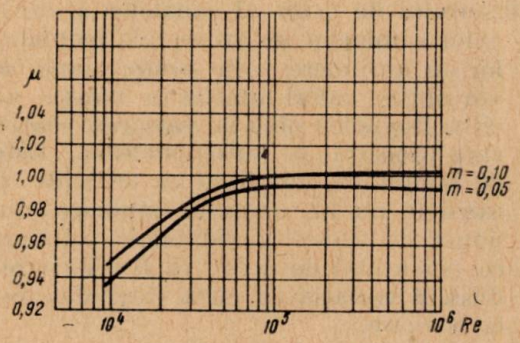


Fig. 1. — Variația coeficientului de debit μ cu cifra Reynolds **Re** la un ajutaj pentru măsurarea debitelor; m—raportul secțiunilor.

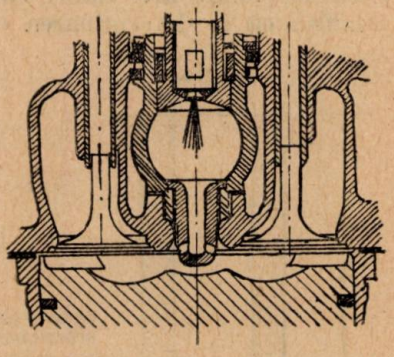


Fig. 2. — Forma camerei de ardere la un motor cu antecameră la care s-a studiat curgerea fluidului prin orificiile antecamerei.

pierderilor de presiune scade cu cifra Reynolds ceea ce conduce la o creștere a mărimii coeficientului de debit pînă la valoarea cifrei Reynolds la care procesul se automodelează, coeficientul de debit rămînînd constant.

Ca un exemplu apropiat de problema cercetată se prezintă în figura 1 [1] modul în care variază coeficientul de debit al unui ajutaj normalizat pentru măsurători de debite. Se constată că în domeniul cifrelor Reynolds $\mathbf{Re} = 10^4 - 10^5$ coeficientul de debit variază pentru unele cazuri cu 6% ceea ce reprezintă și o variație corespunzătoare a debitului ce a curs; în plus, se constată că valoarea coeficientului de debit crește dacă crește valoarea raportului secțiunilor m.

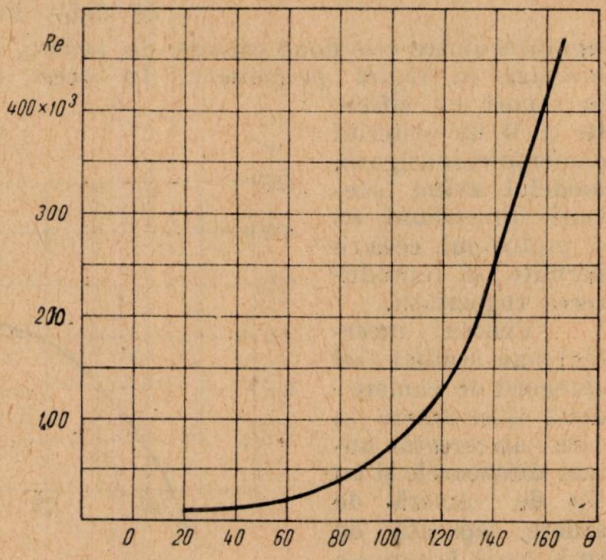


Fig. 3. — Valoarea cifrei **Re** în timpul compresiunii din cilindrul unui motor cu antecameră.

Cercetarea experimentală a unui motor prevăzut cu antecameră (fig. 2), la care s-a ridicat curba de variație a presiunilor atît în ante-

cameră cît şi în camera principală, permite să se calculeze, pentru regimul respectiv cifre Reynolds a curgerii prin canale (fig. 3). Se observă că cifra Reynolds are valori comparabile cu cele prezentate în figura 1. Rezultă că la determinarea coeficientului de debit al canalelor şi orificiilor camerelor de ardere ale motoarelor cu aprindere prin compresiune se vor obţine valori diferite în funcţie de cifra Reynolds pînă la valoarea pentru care procesul se automodelează. Este de bănuit că, dat fiind că orificiile şi canalele nu au secţiuni studiate din punct de vedere aerodinamic, valoarea coeficientului de debit va fi relativ redusă şi variaţia cu cifra Reynolds relativ mare.

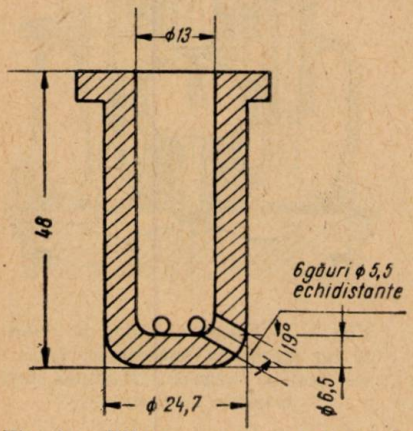


Fig. 4. — Difuzor pentru motor prevăzut cu antecameră dezvoltînd circa 60 CP pe cilindru la 1 500 rot/min.

În consecinţă, este necesar să se cunoască şi să se ţină seama de modificarea coeficientului de debit în timpul funcţionării motorului.

2. Se poate arăta [2] că este posibil să se stabilească cu o aproximaţie mulţumitoare valoarea coeficientului de debit în orificiile sau canalele de legătură dintre cele două camere de ardere, folosind o instalaţie ce lucrează în regim permanent. În acest caz, determinările se fac în raport cu cifrele **Re** şi **M** iar criteriul omocroniei se asigură, modelul avînd aceleaşi dimensiuni ca şi prototipul, ceea ce permite şi reproducerea rugozităţii.

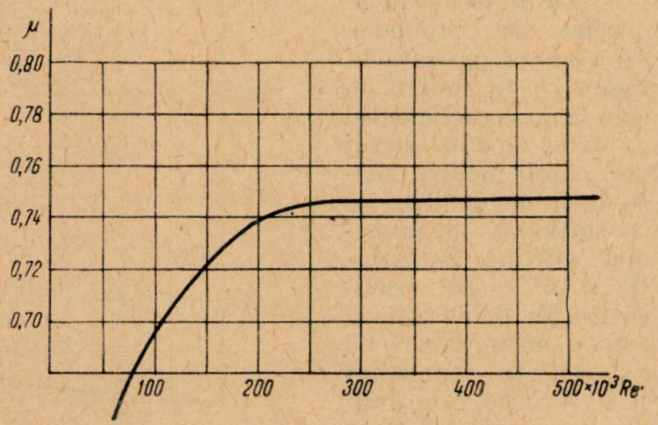


Fig. 5. — Valoarea coeficientului de debit al difuzorului din figura 4 în funcţie de cifra **Re**.

Pentru încercări s-au studiat trei categorii de camere : două antecamere la care s-au cercetat numai difuzoarele şi un tip de cameră de ardere separată de turbulenţă la care s-a cercetat canalul aflat în partea de jos a camerei de ardere.

Primul difuzor cercetat (fig. 4) se referă la un motor de circa 60 CP pe cilindru la 1 500 rot/min. Valoarea coeficientului de debit al acestui difuzor este redată în figura 5.

Se constată că automodelarea are loc la o valoare destul de ridicată a cifrei Reynolds ($\mathbf{Re} \cong 180.10^3$) şi că pînă la această valoare coeficientul de debit variază cu peste 20%. S-au cercetat în continuare

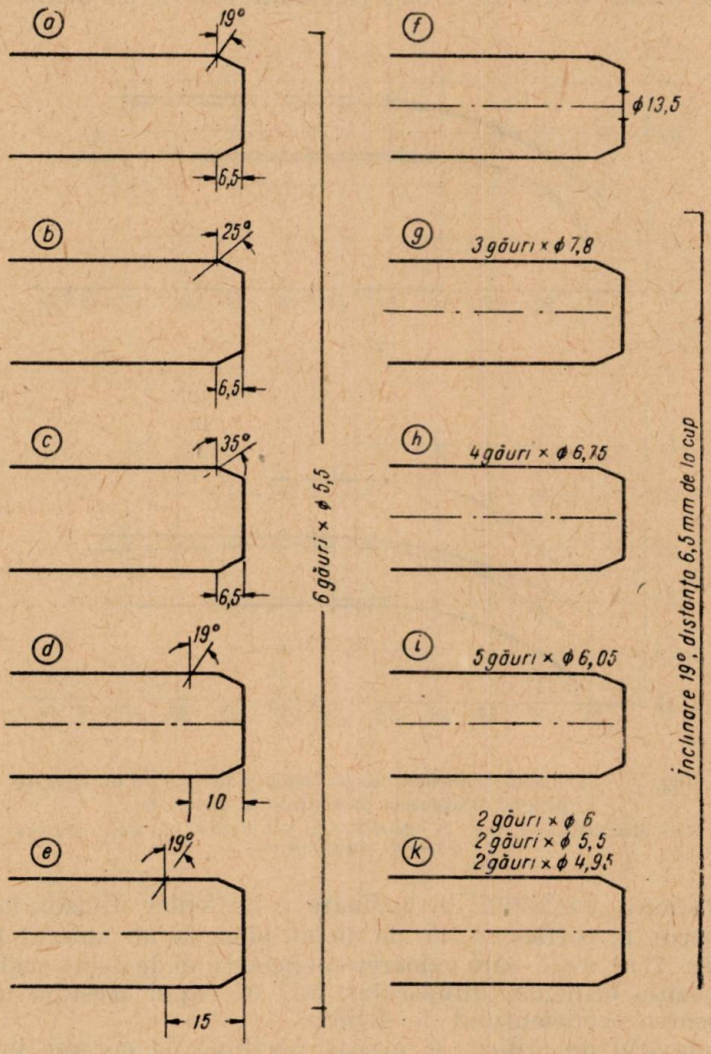


Fig. 6. — Difuzoare cu forme geometrice diferite la care s-a studiat valoarea coeficientului de debit.

cum influenţează o serie de factori geometrici, valoarea coeficientului de debit. Astfel s-au studiat (fig. 6) încă 9 forme la care s-a variat

— unghiul de înclinare al orificiilor (fig. 6 *a*, *b* şi *c*);

— distanţa orificiilor de la capul difuzorului (fig. 6 *d* şi *e*);

— numărul de orificii (realizate astfel încît secțiunea de curgere să se mențină constantă) (fig. 6 *f*, *g*, *h*, *i*, *k*).

Rezultatele încercărilor sînt prezentate în figura 7 *a* și *b* din care se observă (cifra Reynolds a fost calculată pentru un orificiu):

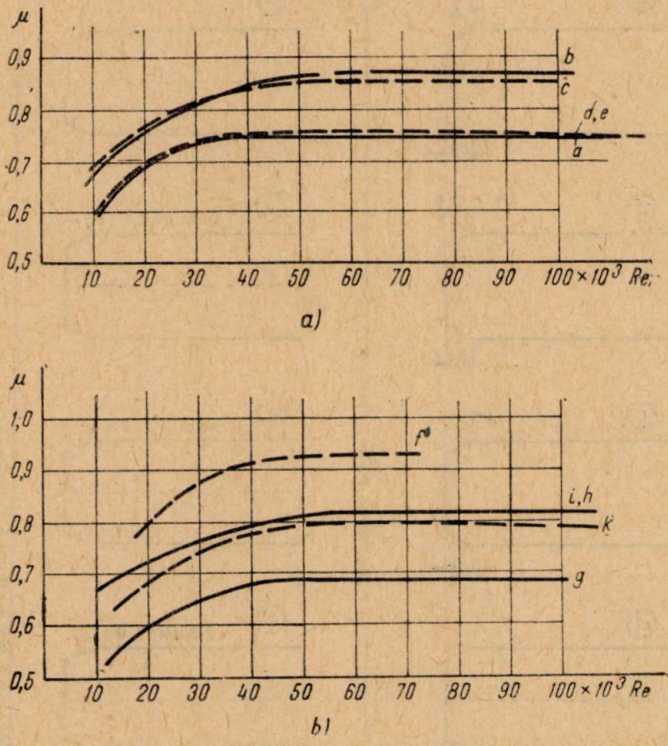


Fig. 7. — Valoarea coeficientului de debit μ în funcție de cifra **Re** pentru difuzoarele prezentate în figura 6;

7*a* — ajutajele *a*, *b*, *c*, *d*, *e*; 7*b* — ajutajele *f*, *g*, *h*, *i*, *k* (cifra Reynolds calculată pentru un singur orificiu).

— varierea unghiului de înclinare a orificiilor difuzorului conduce la o creștere a coeficientului de debit pînă la un anumit unghi (25° curba *b*, fig. 7 *a*) după care valoarea coeficientului de debit scade;

— poziția orificiilor difuzorului, față de capul acestuia nu influențează valoarea coeficientului de debit;

— numărul de orificii, la aceeași secțiune de curgere influențează apreciabil valoarea coeficientului de debit; valoarea cea mai mare a coeficientului de debit o are difuzorul *f* (fig. 6) cu un singur orificiu dispus central. Orificiile dispuse lateral au valori ale coeficientului de debit care cresc pe măsură ce numărul de orificii crește (la aceeași secțiune de curgere) probabil ca urmare a îmbunătățirii curgerii.

În continuare, s-a studiat un difuzor pentru un motor mai mic de circa 20 CP la 1 200 rot/min. Difuzorul original are 8 orificii avînd

diametrele (în ordinea măsurării: 3,4; 1,7; 1,8; 2,4; 3; 1,8; 2,4 şi 3,0 mm şi dispuse la diferite unghiuri şi distanţe de cap. O secţiune prin acest difuzor este redată în figura 8. În afara acestui difuzor s-au

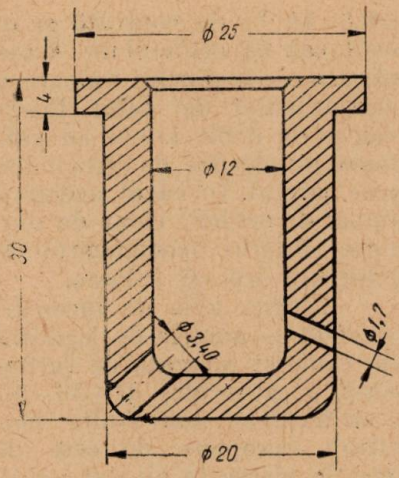


Fig. 8. — Difuzor pentru un motor cu antecameră dezvoltînd circa 20 CP la 1 200 rot/min.

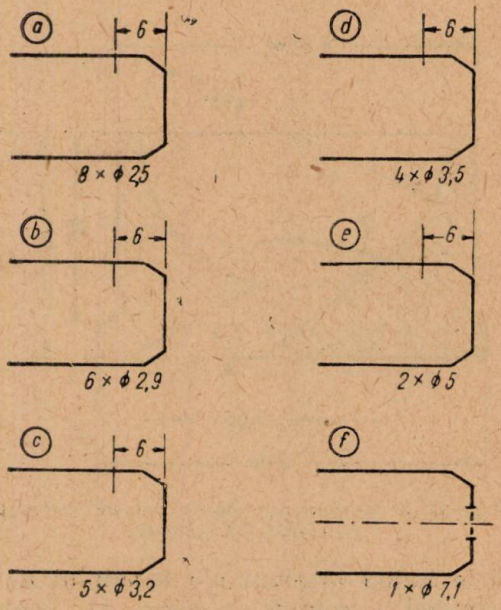


Fig. 9. — Difuzoare cu forme geometrice diferite pentru motor de 20 CP pe cilindru la 1 200 rot/min.

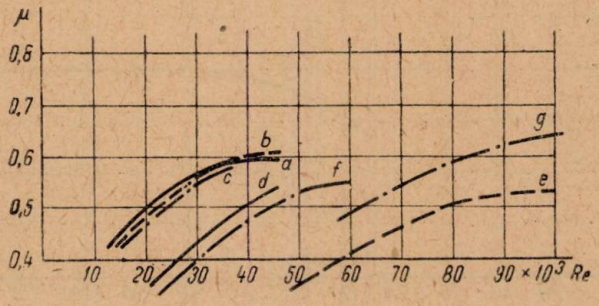


Fig. 10. — Valoarea coeficientului de debit μ în funcţie de cifra **Re** pentru difuzoarele prezentate în figura 9, curbele *b*, *c*, *d*, *e*, *f*, *g* şi pentru prototipul prezentat în figura 8 (curba *a*).

încercat încă 6 modele (fig. 9), la care s-a modificat numărul de orificii păstrîndu-se aceeaşi suprafaţă de curgere.

Rezultatele încercărilor sînt prezentate în figura 10. Din analiza acestor date se constată că valoarea coeficientului de debit este mai mică

decît în cazul anterior datorită faptului că suprafața totală a orificiilor a scăzut față de suprafața de curgere din zona față de care se face determinarea (valoarea raportului secțiunilor este pentru prima antecameră $m = \frac{1{,}425.10^{-4}}{133.10^{-4}} = 1{,}07.10^{-2}$ și pentru a doua, $m = \frac{0{,}395.10^{-4}}{113.10^{-4}} = 0{,}35.10^{-2}$). Se constată și în acest caz că orificiul unic axial asigură cea mai mare valoare a coeficientului de debit. Coeficientul de debit scade cu scăderea numărului de orificii dispuse lateral. În cazul aceluiași număr de orificii, chiar de diametre diferite, coeficientul de debit are aceeași valoare.

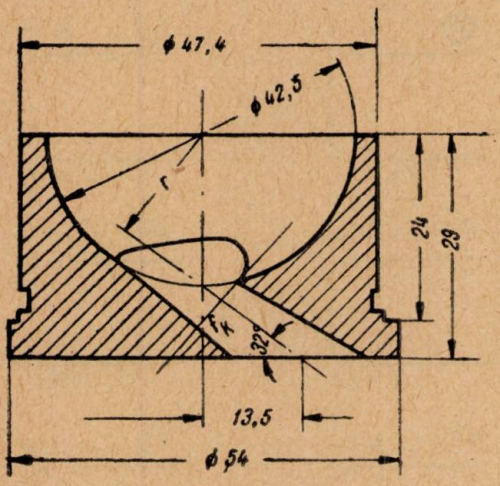


Fig. 11. — Secțiune prin canalul camerei separate de turbulență studiată.

Ultima serie de încercări se referă la canalele de legătură ale camerei separate de turbulență a motorului D—36—M. S-au încercat mai multe modele avînd secțiuni ale canalului de legătură apropiate de cele ale camerei prezentate în figura 11. Toate camerele încercate au dat valori

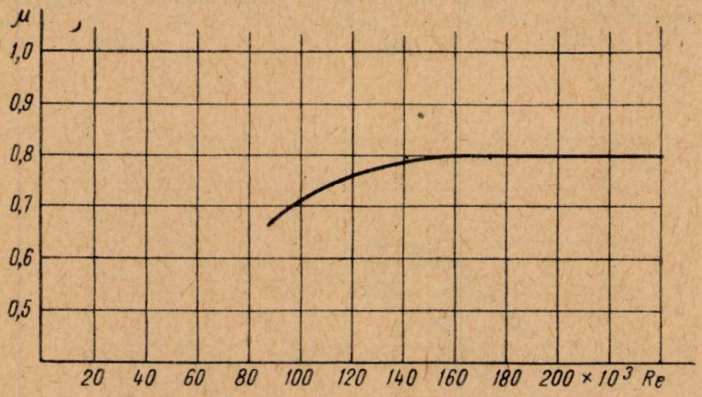


Fig. 12. — Valoarea coeficientului de debit μ în funcție de cifra **Re** pentru canalul camerei separate de turbulență.

suprapuse (fig. 12). Din analiza acestei diagrame se constată că și în cazul canalelor se păstrează alura crescătoare cu valoarea cifrei Reynolds a coeficientului de debit. El este mai mare în cazul canalelor decît în cazul orificiilor difuzoarelor ca urmare a creșterii razei hidraulice și a valorii raportului m.

★

Lucrarea de față atrage atenția asupra necesității de a lua în considerare variația coeficientului de debit cu valoarea cifrei **Re** realizată în orificiile și canalele de legătură ale camerelor de ardere ale motoarelor cu aprindere prin compresiune și cameră divizată. Regimul de curgere se împarte în două domenii : într-o primă parte coeficientul de debit variază puternic corecția adusă asupra debitului atingînd valori de pînă la 20%; în momentul în care s-a stabilit regimul curgerii puternic turbulente, valoarea coeficientului de debit devine constantă. Primul domeniu caracterizează, pentru un motor dat, situația în care diferența de presiune între cele două camere este mică. Tocmai în aceste cazuri erorile efectuate asupra valorii cantității de substanță ce a curs pot conduce la erori importante asupra presiunii.

În concluzie, atît la calcule de cicluri reale, cît și la interpretarea diagramelor indicate ridicate la motoarele cu cameră divizată este necesar să se cunoască variația valorii coeficientului de debit a canalelor sau a orificiilor ce leagă cele două părți ale camerei de ardere și să țină cont de această variație. Numai astfel se poate cîștiga în precizie la studiile făcute pe acest tip de motoare și în special pentru analiza globală a fenomenelor de ardere. Ca un prim element orientativ pot fi folosite valorile date în acest articol.

ÜBER DEN LIEFERKOEFFIZIENTEN DER EINSPRITZBOHRUNGEN DER VERBRENNUNGSKAMMERN BEI DIESELMOTOREN

ZUSAMMENFASSUNG

Bei Dieselmotoren mit geteilter Kammer wird die Verbindung zwischen den zwei Verbrennungskammern durch Kanäle (bei Motoren mit getrennter Wirbelkammer) oder durch Bohrungen (bei Motoren mit Vorkammer) bewerkstelligt. Die Anwesenheit dieser Hindernisse im Wege des Gasstroms führt zu einer Verringerung der wirklichen Liefermenge gegenüber der theoretischen; das Verhältnis dieser beiden Größen zueinander wird mit Lieferkoeffizient μ bezeichnet. Es ist festzustellen, daß der Wert des Lieferkoeffizienten sich mit der Reynoldszahl **Re** verändert; Versuchsdaten für Vorkammer-Luftdüsen und für getrennte Wirbelkammer-Kanäle lassen Änderungen des Lieferkoeffizienten von bis über 20% erkennen. Der Verfasser gelangt zum Schluß, daß der jeweilige genaue Wert des Lieferkoeffizienten in Rechnung zu ziehen ist. Dies führt zu einer erhöhten Genauigkeit bei der Auswertung der Indikatordiagramme oder bei der Berechnung der reellen Kreisläufe. In der Arbeit werden ferner Versuchsdaten über den Einfluß gewisser geometrischer Faktoren mitgeteilt, und gezeigt, daß eine Vergrößerung der Anzahl der seitlichen Bohrungen den Anstieg des Lieferkoeffizienten zur Folge hat.

BIBLIOGRAFIE

1. ALB. SCHLAG, *L'écoulement en conduites des liquides, gaz et vapeurs*. Dunod, Paris, 1949.
2. C. A. VASILESCU, S. HÎNCU, *Determinarea coeficientului de debit al orificiilor și canalelor camerelor de ardere ale motoarelor cu aprindere prin compresiune*. St. cerc. energ. — B, **XII**, *1*, 53 (1962).

CONSIDERAȚII PRIVIND INFLUENȚA OXIZILOR METALELOR ALCALINO-PĂMÎNTOASE ȘI DOLOMITEI ASUPRA VISCOZITĂȚII ZGURILOR UNOR CENUȘI NATURALE ȘI SINTETICE DE CĂRBUNE

DE

VALENTINA BĂLAN

1. INTRODUCERE

Comportarea cenușilor prin schimbarea procedeelor de ardere, a construcției focarelor și a randamentului combustiei, creează probleme noi, care din timp în timp necesită o adaptare a metodelor de lucru.

Pe grătarele cazanelor încărcate puțin și manual nu au existat probleme mari în ceea ce privește comportarea cenușii și zgurii, în afară de faptul că zgura trebuia evacuată periodic din focarele de ardere.

În prezent, cînd pentru țara noastră se pune problema folosirii combustibililor inferiori (cu multă cenușă) în instalații cu eficacitate economică ridicată, se pune problema folosirii acestor combustibili în instalații corespunzătoare de ardere.

O dată cu conținutul mărit de cenușă cresc însă și greutățile de îndepărtare a ei, depozitare etc. Aceste greutăți au dus la introducerea cazanelor cu evacuare lichidă a zgurii.

Din cauza componenții diferite a straturilor și ținînd seama de diferiți parametri constanți și variabili din focarul de ardere cu evacuare lichidă, echilibrul chimic al sistemului din zgură se deplasează; astfel că proprietățile zgurii ca (punct de topire, viscozitate, conductibilitate termică), nu sînt constante îngreunînd prin aceasta uneori cunoașterea caracteristicii de curgere.

Pentru cunoașterea și stăpînirea caracteristicii de curgere a zgurii cenușii de cărbune, pentru cazanele cu evacuare lichidă, în articolul de față, s-a studiat efectul adaosurilor oxizilor metalelor alcalino-pămîntoase și carbonatul dublu de calciu și magneziu (dolomitei) asupra unor cenuși naturale și sintetice de cărbune. Aceasta s-a făcut cu scopul de

a se vedea cum variază viscozitatea zgurilor în anumite intervale de temperatură funcție de compoziția lor chimică și de efectul de adăugare al fondanților.

2. EXPLICAREA CHIMICO-PETROGRAFICĂ ȘI ENERGETICĂ A SCĂDERII VISCOZITĂȚII PRIN ADĂUGARE DE FONDANȚI

Oxizii din mineralele topite de cenușă care se răcesc brusc în camera de ardere a focarului, se găsesc sub formă de sticle și formează partea principală din zgură. Numai în sîmburii zgurilor din camera de ardere

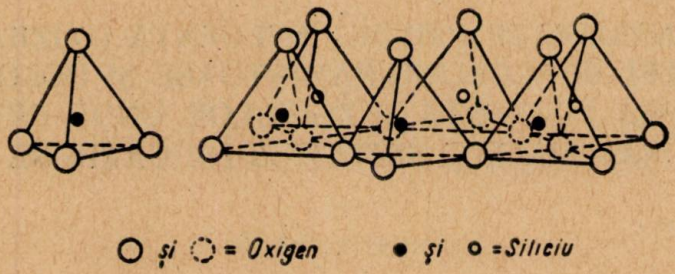


Fig. 1. — Legarea unor tetraedri de sticlă, avînd în interiorul rețelei atomul de siliciu [8].

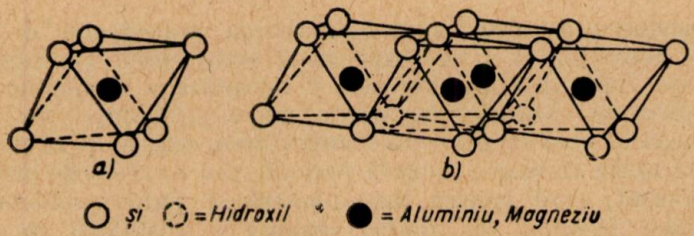


Fig. 2. — Legarea unor tetraedri de sticlă avînd în interiorul rețelei atomul de aluminiu [2], [8].

unde se poate produce o răcire înceată se cristalizează o parte importantă a sticlei de zgură în diferite minereuri; masa de bază, rămîne în orice caz sticloasă.

Zgura de cărbune este alcătuită în special din sticlă de siliciu, compusă din tetraedri în care atomul de siliciu ocupă spațiul între patru atomi de oxigen, legarea acestor tetraedri se face numai prin colțuri nu pe muchii sau suprafețe (fig. 1).

Dintre componenții zgurii în afară de siliciu și aluminiu, poate să înlocuiască parțial siliciul în sticla de siliciu (fig. 2).

Prin mărirea părților solide în soluțiile de zgură lichidă, unele faze apar sub formă de amestec de ($2CaO.\ Al_2O_3.SiO_2$) gahlenită și ($2CaO.MgO.\ SiO_2$) akermanite.

Prezența fazelor cristaline magneziene, permit introducerea fierului în rețeaua de silicați în urma apropierii razelor ionice, ceea ce favorizează acțiunea acestui metal asupra punctului de fuziune și asupra viscozității zgurii.

Rețeaua tetraedrului de (SiO_4^{----}) poate să primească în spațiile lui goale și alte elemente. Acestea sînt K, Na, Ca, Mg, care n-au capacitatea ele însuși de a forma sticle, însă pot modifica proprietățile ei fizice și chimice [4].

Aceste elemente care nu pot forma o rețea regulată în spațiu, desfac în parte legăturile între Si și O_2 și se formează puncte de separare care micșorează gradul de reticulare (fig. 3).

Micșorarea viscozității silicei prin adaos de oxid de calciu, oxid de magneziu, explică micșorarea viscozității zgurilor de cărbune.

În practică, o zgură pare a fi vîscoasă numai pentru că ea este încărcată de particule solide, care îi conferă consistența unei soluții vîscoase.

O adiție ulterioară de MgO (oxid de magneziu) sau CaO (oxid de calciu) transformă aceste soluții vîscoase, neomogene, într-un lichid omogen prin dizolvarea particulelor în suspensie avînd ca efect o scădere foarte vizibilă a viscozității aparente.

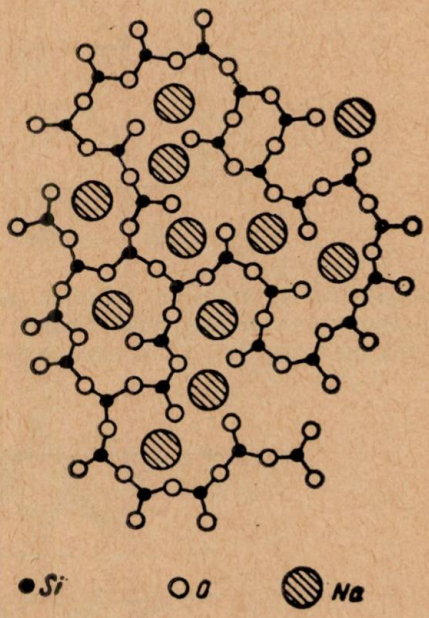


Fig. 3. — Reprezentarea bidimensională a unei sticle de Na-silicat (după Warren) [9].

Din încercările experimentale (tabela 8) se observă că viscozitatea descrește net, prin îmbogățirea amestecului în CaO ; prin mărirea conținutului în MgO viscozitatea se reduce de asemenea.

Din desfășurarea lucrărilor experimentale, s-a observat că modificarea viscozității se bazează în special pe realizarea unui echilibru între SiO_2 (bioxid de siliciu) și suma oxizilor metalelor alcalino-pămîntoase, viscozitatea fiind funcție de compoziția chimică. Acest lucru se explică prin teoria viscozității silicaților vitroși și topiturilor de silicați [6].

Această teorie se bazează pe straturile deosebite ale sticlelor din zgură a topiturilor de silicați și anume pe modul particular în care elementele structurale permit deplasarea straturilor de materie.

Pentru ca două plane (imaginare) paralele, avînd fiecare suprafața S așezate la distanța l să se deplaseze paralel unul față de celălalt cu viteza v (fig. 4 *a*) este necesară aplicarea unei forțe F conform relației

$$F = S' \eta \frac{dv}{dl}.$$

Cunoașterea viscozității zgurii, respectiv a topiturilor de silicați și variația acesteia, funcție de temperatură și compoziția chimică, este foarte importantă pentru caracterizarea zgurilor *scurte* sau *lungi*. Zgura

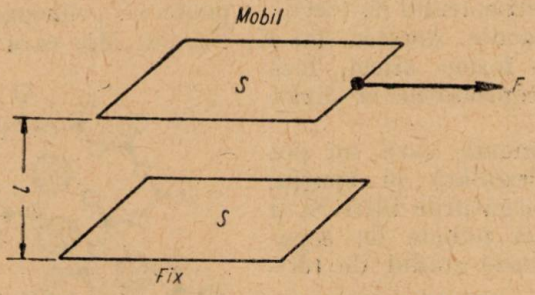


Fig. 4 *a*. — Deplasarea straturilor fluide [6].

lungă este denumirea tehnică care se caracterizează prin intervalul de temperatură în care viscozitatea are anumite valori, ce nu variază prea mult cu temperatură și care reprezintă domeniul de temperatură în care

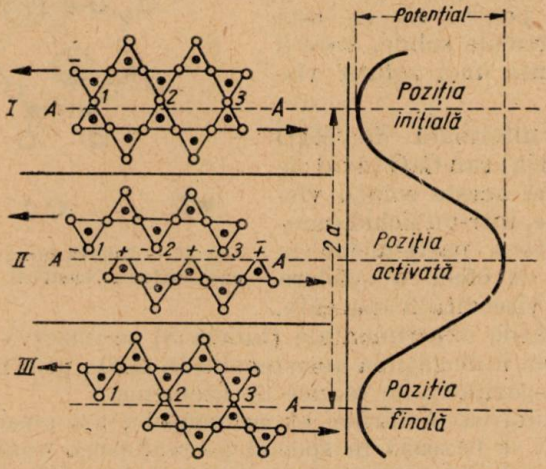


Fig. 4 *b*. — Schema mecanismului viscozității la structurile de silicați vitroși [6] după R. Douglas, J. Johnson, R. Bristow, H. Blau.

zgurile se pot evacua ușor sub formă lichidă. Cu cît este mai mare acest interval de temperatură, cu atît zgura este mai *lungă* și mai comodă la evacuat.

Se consideră o structură (fig. 4 *b*) în care grupele structurale sînt inițial în poziția I.

Pentru ca materia să se deplaseze în planul AA este necesar ca legăturile ionilor de oxigen de la punctele 1, 2, 3 etc. din poziția inițială să se rupă, ceea ce necesită o energie de activare. În poziția *activată* II

planele ce s-au deplasat se găsesc decalate. În această poziție planul AA posedă un potențial de sarcini de valențe libere (potențial energetic sporit) datorită punctelor 1, 2, 3 etc. care sînt desfăcute de legăturile lor. În poziția următoare III, prin deplasarea planului AA punctele 1, 2, 3 etc. pentru moment desfăcute se reocupă de către ionii de (O^-) legăturile de oxigen se restabilesc și potențialul energetic revine la cel inițial. Operația se repetă cu o anumită frecvență iar ionii de oxigen se deplasează prin salturi între două poziții de echilibru, trecînd printr-o barieră de potențial.

Pentru simplificare, se consideră că toate pozițiile de echilibru au aceeași distanță $2\,a$ și că energia de activare a acestor două poziții este aceeași P.

Considerînd legăturile între ioni după trei direcții rectangulare, una dintre ele va fi între planele care lucrează la forfecare față de forța exterioară F care acționează asupra acestui plan.

Forța repartizată pe un ion și o legătură este egală cu o fracțiune cF din forța totală; lucru mecanic pentru deplasarea dintr-o poziție de echilibru I în III va fi ($2\,acF$).

Relația care condiționează deplasarea din poziția I în III este

$$\nu e^{-(P-acF)/RT}$$

iar pentru trecerea din poziția III în I este

$$\nu e^{-(P+acF)/RT}$$

unde ν = este frecvența de vibrație a ionului de legătură,

P = energia de activare a ionului de oxigen mobil necesară pentru a produce saltul dintr-o poziție de echilibru în alta.

Considerînd că avem $\frac{\omega}{3}$ legături ale ionilor mobili în două poziții de echilibru paralele forței F atunci viteza medie de deplasare v a unui ion de oxigen va fi

$$v = 2a\nu \frac{\omega}{3} [e^{-(P-acF)/RT} - e^{-(P+acF)/RT}] =$$

$$v = 2a\nu \frac{\omega}{3} \cdot e^{-P/RT} \left(e^{\frac{+acF}{RT}} - e^{\frac{-acF}{RT}}\right),$$

înlocuind valoarea din paranteză cu valoarea sinusului hiperbolic expresia devine

$$v = 2a\nu \cdot \frac{\omega}{3} \cdot e^{-P/RT} \cdot 2\,Sh\frac{acF}{RT},$$

iar pentru valori mici ale termenului $\frac{acF}{RT}$ se ia

$$\sin h \frac{acF}{RT} \cong \frac{acF}{RT},$$

deci

$$v = 2a\nu\frac{\omega}{3}\cdot 2\frac{acF}{RT}\cdot e^{-P/RT},$$

viscozitatea fiind $\eta = \frac{Fl}{v}$ unde l = distanța dintre planele elementare după care are loc deplasarea, rezultă

$$\eta = \frac{1}{2a\nu\frac{\omega}{3}\cdot\frac{2ac}{RT}}e^{P/RT} = \frac{3RTl}{4a^2\nu c}\cdot\frac{1}{\omega}\cdot e^{P/RT}.$$

Expresia viscozității dedusă din mecanismul fenomenului de topire confirmă forma exponențială a formulei dată de măsurătorile experimentale.

În primul factor, apar termenii de configurație a, ν, c, ω, determinați de structură și care sînt legați în primul rînd de compoziția chimică a sticlei din zgură; în termenul următor apare la exponent factorul P care este energia de activare.

Făcînd o comparație între rezultatele experimentale obținute în prezenta lucrare și rezultatele altor cercetători [1] care s-au ocupat cu problema modificării viscozității zgurilor prin acțiune chimică, se poate spune că acțiunea fluidifiantă a MgO se poate compara cu acțiunea fluidifiantă a CaO. După [1] această acțiune poate fi generalizată și la alți oxizi metalici, sau bazici în care ionul pozitiv este de coordinație șase.

Mecanismul acestei acțiuni este același indiferent de natura cationului; ionii (O^{--}) a oxidului cu șase coordinații se implîntă în rețea o legătură (SiO^{-}) se rupe pentru fiecare ion (O^{--}) provenit de la oxidul cu șase coordinații.

Dezintegrarea anionilor complecși, conservă întotdeauna aceleași caracteristici principale; variațiile datorită naturii particulare a oxidului nejucînd decît un rol extrem de secundar.

3. INTERPRETAREA ANALIZELOR CENUȘILOR NATURALE ȘI STABILIREA COMPONENȚILOR CENUȘII SINTETICE PRIN PROCEDEE DE CALCUL PETROGRAFICE

Deoarece cenușa reprezintă restul mineralului din cărbune după arderea lui și topirea cenușilor la zguri fiind foarte apropiată formării rocilor, în special rocilor sticloase din topituri, se întrebuințează procedeele de calcul petrografice la interpretarea analizelor cenușilor.

Din analiza chimică a cenușii naturale se calculează cifrele molare și procentele molare ale oxizilor respectivi, din care se compun apoi anumite minerale posibile, care se formează în topitură la echilibru.

$$\text{Cifră molară oxid} = \frac{\text{greut. \% oxid (cenușă naturală)} \times 1\,000}{\text{greutatea moleculară a oxidului}}.$$

Ţinînd seama de oxizii care se găsesc în cenuşa naturală, pentru starea de echilibru s-au stabilit următoarele substanţe etalon : hematit (Fe_2O_3) mulit ($3Al_2O_32SiO_2$), enstatit ($MgOSiO_2$), wollastonit ($CaOSiO_2$) sulfat de sodiu ($Na_2O\ SO_3$), sulfat de potasiu (K_2OSO_3) şi SiO_2 — liber (după cum a rezultat din calculul cifrei de cuarţ făcut în prealabil pentru cenuşa naturală şi corectat apoi pentru cenuşa sintetică.

După calcularea mineralelor standard stoechiometric (în moli procente) acestea se transformă în greutăţi procentuale astfel :

$$\frac{\Sigma \text{ Cifrelor molare} \times \text{mol. procent. per oxid}}{100} = \text{cifră mol. per oxid.}$$

$$\frac{\text{Cifră molară} \times \text{greut. moleculară}}{1\,000} = \text{greut. procent.}$$

Astfel se stabilesc greutăţile procentuale ale oxizilor din care se formează cenuşa sintetică.

Întrucît cenuşa naturală conţine şi anioni (SO_3^{--}) se ţine seama de acest lucru şi se face calcularea lui ca K_2OSO_3 (sulfat de potasiu) şi Na_2OSO_3 (sulfat de sodiu).

După cum se vede din tabela 2 *Componentele chimice ale cenuşii sintetice şi substanţele etalon*, la 1 mol. procent Na_2O corespunde 1 mol. procent SO_3; respectiv la 1 mol. procent K_2O corespunde 1 mol. procent SO_3.

Din tabela 2

$$\begin{aligned} Na_2O.SO_3 &= 5{,}18 \text{ moli proc.} \\ K_2O.SO_3 &= \underline{2{,}00} \quad ,, \quad ,, \\ & 7{,}18 \quad ,, \quad ,, \end{aligned}$$

Aceasta corespunde la (vezi tabela 1)

$$\begin{aligned} SO_3 &= 3{,}59 \text{ moli proc.} \\ K_2O &= 1{,}00 \quad ,, \quad ,, \\ Na_2O &= \underline{2{,}59} \quad ,, \quad ,, \\ & 7{,}18 \end{aligned}$$

Transformînd moli procente în greutăţi procentuale se obţine

$$\begin{aligned} SO_3 &= 3{,}97\,\% \\ K_2O &= 1{,}31\,\% \\ Na_2O &= \underline{2{,}26\,\%} \\ & 7{,}54\,\% \quad \text{respectiv} \quad K_2O.SO_3 = 2{,}76\,\% \\ & \qquad\qquad\qquad\qquad\quad Na_2O.SO_3 = \underline{4{,}78\,\%} \\ & \qquad\qquad\qquad\qquad\qquad\qquad 7{,}54\,\% \end{aligned}$$

Rezultatele calculului oxizilor şi sulfaţilor din care s-a preparat cenuşa sintetică, prin folosirea substanţelor etalon sînt redate în tabelele 1 şi 2.

Această metodă de lucru reprezintă partea originală a lucrării permiţînd pe de o parte alcătuirea unei cenuşi sintetice a căror componenţi se găsesc în faza lichidă la echilibru şi totodată permite o verificare şi

corectare a rezultatelor cantitative a oxizilor obținuți prin determinări de laborator pentru cenușile naturale.

Tabela 1

Cifrele molare și procentele molare ale componenților chimici ai cenușii naturale

Oxizii	% Cenușa naturală	% Cenușa naturală (Fe_2O_3 echivalent)	Greutate moleculară	Cifră moleculară	Moli %
SiO_2	49,20	49,20	60	820,00	58,83
Fe_2O_3	7,15	7,99	160	49,93	3,58
FeO	0,76	—			
Al_2O_3	25,20	25,20	102	247,05	17,72
CaO	7,00	7,00	56	125,00	8,97
MgO	2,12	2,12	40	53,00	3,80
SO_3	4,89	4,89	80	49,00	3,59
K_2O	1,30	1,30	94	13,83	1,00
Na_2O	2,24	2,24	62	36,12	2,59

Tabela 2

Componentele chimice ale cenușii sintetice și substanțele etalon

Substanțe etalon	Formula chimică	Moli procent.	Componentele pe oxizi a cenușii sintetice %		Componentele pe oxizi și sulfați a cenușii sintetice %	
Hematit	Fe_2O_3	3,58	SiO_2	49,74	SiO_2	49,74
Mulit	$3Al_2O_3.2SiO_2$	29,52	Fe_2O_3	7,21	Fe_2O_3	8,01
Enstatit	$MgO.SiO_2$	7,6	FeO	0,72	Al_2O_3	25,48
Wollastonit	$CaO.SiO_2$	17,94	Al_2O_3	25,48	CaO	7,08
Sulfat de sodiu	$Na_2O.SO_3$	5,18	CaO	7,08	MgO	2,15
Sulfat de potasiu	$K_2O.SO_3$	2,00	MgO	2,15	K_2SO_4	2,76
			SO_3	3,97		
SiO_2—liber	SiO_2	34,26	K_2O	1,31	Na_2SO_4	4,78
		100	Na_2O	2,26		100 %
				100 %		

Calculul valorii cifrei de cuarț pentru cenușa naturală și sintetică. În prealabil, s-a făcut și un calcul al cifrei de cuarț pentru a vedea caracterul cenușii naturale, acid sau bazic necesar la alegerea fondanților. Calculul s-a refăcut și pentru cenușa sintetică.

Pentru stabilirea cifrei de cuarț se calculează cifra molară atît pentru oxidul care cuprinde fierul sub forma bivalentă cît și pentru oxidul care conține fierul sub formă trivalentă.

După Gumz [2] se grupează oxizii bazici în patru grupe; astfel: 1-Al_2O_3, 2-$FeO + 2\ Fe_2O_3 + MgO$, 3-CaO, 4—$K_2O + Na_2O$, și se calculează cifra de cuarț după formula

$$Q_z = Si - Si'$$

$$Si = \frac{(\text{Cifra molară } SiO_2)\% \times 100}{\Sigma \text{ Cifra mol. a oxizilor bazici}}$$

$$Si' = 100 + 4\ alk\ (moli\%) \qquad alk = K_2O + Na_2O.$$

Dacă Q_z are valoare (+) cenușa este acidă, dacă are valoare (—) cenușa este bazică.

Tabela 3

Cifrele molare pentru cenușa naturală și sintetică

Nr. crt.	Componenți chimici	Cenușa naturală % greutate	Cenușa sintetică % greutate	Greutate moleculară	Cenușă naturală cifră molară	Cenușa sintetică cifră molară
1	SiO_2	49,20	49,74	60	820	829
2	Al_2O_3	25,20	25,48	102	247,05	250
3	Fe_2O_3	7,15	7,21	160	44,68	44,93
4	FeO	0,76	0,72	72	10,55	10,00
5	CaO	7,00	7,08	56	125,00	126,00
6	MgO	2,12	2,15	40	53,00	53,7
7	Na_2O	2,24	2,26	62	36,12	36,45
8	K_2O	1,30	1,31	94	13,83	13,90
9	SO_3	4,89	3,97	80	61,00	49,6

Tabela 4

Cifra de cuarț pentru cenușa naturală și sintetică

Nr. crt.	Denumirea	Simbol	Cifră molară cenușă naturală	Cifră molară cenușă sintetică	Moli proc. cenușă naturală	Moli proc. cenușă sintetică	Cifră cuarț cenușă naturală	Cifră cuarț cenușă sintetică
1	Cifră molară Al_2O_3	al	247,05	250,00	42,9	43,1		
2	Cifră molară $FeO + 2Fe_2O_3 + MgO$	fm	152,91	153,56	26,7	26,4		
3	Cifră molară CaO	c	125,00	126,00	21,8	21,7	+7,6	+8,18
4	Cifră molară $K_2O + Na_2O$	alk	49,95	50,35	8,6	8,68		
			574,9	579,9	100			

Faptul că Si > Si' înseamnă că cenușa cuprinde și SiO_2 liber ; aceasta înseamnă că chiar dacă toate combinațiile de minereuri care conțin siliciu cristalizează, mai rămîne un rest de acid silicic liber.

Conținutul ridicat de SiO_2 mărește viscozitatea zgurii și o face neadecuată evacuării lichide.

În scopul măririi fluidității ei, s-au folosit adaosuri care au rol de fondanți bazici în așa fel încît să echilibreze raportul $SiO_2 - (CaO + MgO)$.

4. METODA DE LUCRU

Determinările s-au făcut cu un viscozimetru oscilant cu corp cilindric și tijă, scufundat, confecționat din platină cu 5% iridiu ; firul torsional folosit a fost de wolfram cu diametru de 0,8 mm și lungimea 320 mm. Măsurarea temperaturii s-a făcut cu un termocuplu Pt-Pt.Rh.

Topirea cenușii și măsurarea viscozității zgurii s-a făcut într-un creuzet special cu următoarea compoziție: 30% disten, 20% corindon francez, 20% corindon indigen, 10% alumina calcinată, 20% caolină. Creuzetul a fost introdus în mufa unui cuptor Tammann.

Cenușa folosită la determinări s-a obținut sintetic din oxizii și sulfații respectivi conform tabelei 2, fiind trecută prin sita 0,25 mm.

După introducerea creuzetului în cuptor se ridică temperatura acestuia treptat. Viteza de ridicare a temperaturii a fost 5—8°C pe minut, pînă la temperatura de 800—1000°C și apoi cu 2—3°C pînă la temperatura fixată.

Greutatea specifică a zgurii necesară pentru determinarea viscozității s-a stabilit din raportul cantității de zgură și volumul ocupat de zgura topită, notîndu-se cu

G — greutatea zgurii în grame,
v — volumul de zgură topită cm^3,
d — diametrul creuzetului cm^3,
h — înălțimea zgurii în creuzet cm.

După ce fluidul a ajuns la temperatura fixată, s-a lăsat un timp de circa 10—15 min în care s-a urmărit constanța temperaturii fluidului, după care s-a făcut determinarea viscozității prin observarea scăderii amplitudinilor oscilațiilor de torsiune ale corpului oscilant.

Prin torsionarea sistemului oscilant cu un număr n de grade (pe ecran se citește $2n$ grade) se permitea oscilarea sistemului [notîndu-se amplitudinile oscilațiilor ce se micșorau.

Calculul viscozității s-a făcut pe baza formulei folosite de Volarovici și Iatunskaia [5]

$$\delta - \delta_0 = C_1 \sqrt{\eta d} + C_2 \eta + C_3 \eta d.$$

în care

δ_1 — decrementul logaritmic natural al amortizărilor oscilațiilor la temperatura respectivă în zgura studiată;
δ_0 — decrementul logaritmic natural al amortizărilor oscilațiilor în aer.

Decrementele se calculează cu ajutorul formulei:

$$\delta = \frac{\ln a_1 - \ln a_n}{n - 1},$$

a_1 — amplitudinea primei oscilații,
a_n — amplitudinea ultimei oscilații,
η — viscozitatea fluidului (în centipoise),
d — densitatea fluidului,
C_1 C_2 C_3 — constantele aparatului.

Pentru determinarea constantelor au fost necesare patru lichide de viscozități și densități cunoscute, pentru a ajunge la un sistem de trei ecuații cu trei necunoscute. Prin rezolvarea acestui sistem se obțin constantele C_1 C_2 C_3 ale aparatului. Prin verificarea cu un lichid cu fluiditate cunoscută, s-a determinat eroarea aparatului care a fost de max. 10%

pentru curbele cenușii naturale și de max. 6,6% pentru curbele cenușii sintetice.

Pentru etalonări, s-au folosit ca substanță de etalonare și verificare lichide, realizate prin amestecarea în diferite proporții a unei cantități de colofoniu topit la care s-a adăugat dibutilftalat.

Viscozitățile substanțelor respective au fost determinate cu ajutorul unui viscozimetru Hoppler la aceeași temperatură la care s-au făcut determinările de etalonare.

În total, au fost necesare două etalonări a căror rezultate sînt cuprinse în lucrarea autorului [3]. Se menționează că datele experimentale, sînt mediile a cel puțin 3 măsurători.

5. ÎNCERCĂRI EXPERIMENTALE

1. S-a înscris curba de viscozitate a cenușii naturale de Rovinari după [7] și a cenușii sintetice de aceeași compoziție după [3].

2. S-a adaptat curba de fluiditate a zgurii sintetice și naturale pentru evacuare lichidă, prin adăugarea de fondanți cu caracter bazic.

Pe baza compoziției chimice a cenușii sintetice (tabela 2,) care arată un puternic caracter acid, s-au stabilit fondanții necesari (tabela 5) pentru modificarea compoziției chimice în vederea adaptării curbei de fluiditate pentru evacuarea lichidă.

Tabela 5

Componenți chimici ai fondanților

	Compoziție chimică	SiO_2	Al_2O_3	Fe_2O_3	CaO	MgO	p. c.
1	Carbonat de calciu și magneziu (dolomita)	3,23	0,25	0,5	30,8	20,7	44,5
2	Oxid de calciu hidratat impurificat*)	5,75	0,45	0,90	92,90	—	—
3	Oxid de magneziu impurificat	5,75	0,45	0,90	—	92,90	—

*) Oxidul de calciu este hidratat cu 1 mol. H_2O.

Fondanții folosiți au fost bazici în scopul echilibrării raportului $SiO_2-(CaO+MgO)$. S-au folosit în acest scop, oxidul de calciu hidratat, oxidul de magneziu și carbonatul dublu de calciu și magneziu (dolomita). Oxizii s-au impurificat, conform carbonatului natural, pentru ca rezultatele, respectiv, curbele viscozitate — temperatură să poată fi comparabile (tabela 6).

De asemenea, folosirea fondanților naturali s-a făcut și cu scopul unei eficiențe economice, întrucît în marile exploatări nu-i economicos a se lucra cu adaosuri pure.

Tabela 6

Compoziția chimică a cenușilor zgurilor și amestecurilor cenușă-fondant

Compoziția amestecului		SiO_2	Al_2O_3	Fe_2O_3	FeO	CaO	MgO	SO_3	Na_2O	K_2O
Cenușa sintetică de compoziția A	Cenușă	49,74	25,48	7,21	0,72	7,08	2,15	3,97	2,26	1,31
	Zgură	47,90	29,85	7,00	0,90	6,61	2,56	0,59	2,41	2,29
80 % cenușă sintetică ; 20 % oxid de calciu hidr. cu un mol. apă ($CaO.H_2O$)	Cenușă	39,36	20,16	5,72	0,60	5,6	1,70	3,14	1,79	1,04
	Fondant	1,15	0,09	0,18	—	18,58*				
	Zgură	43,41	24,20	6,21	0,51	19,2	1,38	1,32	1,46	1,32
70 % cenușă sintetică 30 % oxid de magneziu (MgO)	Cenușă	34,44	17,64	5	0,53	4,90	1,484	2,74	1,57	0,91
	Fondant	1,73	0,13	0,27	—	—	27,87	—	—	—
	Zgură	38,05	20,62	5,87	0,39	3,66	27,00	1,31	1,40	1,29
70 % cenușă sintetică 30 % carbonat dublu de calciu și magneziu ($CO_3Ca.CO_3Mg$)	Cenușă	34,44	17,64	5	0,53	4,90	1,484	2,744	1,57	0,91
	Fondant	1,73	0,13	0,27	—	16,66	11,21	—	—	—
	Zgură	36,09	20,18	6,04	0,29	22,15	11,66	0,70	1,68	1,25
70 % cenușă naturală de compoziție A 30 % oxid de calciu	Cenuși și fondant	34,5	17,66	5,03	0,50	34,9	1,49	3,43	1,56	0,92
	Zgură	37,0	20,90	6,50	0,54	31,01	1,10	—	1,30	1,65
Cenuși naturale de compoziție A — Rovinari —	Cenuși	49,20	25,20	7,15	0,76	7,00	2,12	4,89	2,24	1,30
	Zgură	47,20	30,42	6,97	0,90	6,75	2,39	0,72	2,30	2,04

*) În 18,58% oxid de calciu hidratat cu 1 mol. H_2O, $Ca(OH)_2$ ținînd seama de apa de hidratare CaO reprezintă 13,6%.

Rezultatele obținute la determinările de viscozitate ale cenușii studiate cu și fără adaos sînt prezentate în tabelele 7 și 8.

Tabela 7

Constantele viscozimetrului

Etalonarea	Lichidul	Decrement	Viscozitate centipoise	Densitate	Decrement în aer	Constantele	Eroarea aparatului
A	I	0,30099	24.248	1,033	0,01753	$C_1 = +0{,}0011607976$ $C_2 = -0{,}00006616890$ $C_3 = +0{,}00006803797$	6,6 %
	II	0,19177	10.510	1,046			
	III	0,82830	74.437	1,068			
	IV	0,18933	10.964	1,046			
B	I	0,126604	10.310	1,012	0,0138631	$C_1 = -0{,}00071032857$ $C_2 = -0{,}0000121804$ $C_3 = +0{,}000029795355$	10 %
	II	0,60196	38.800	1,041			
	III	0,70649	43.844	1,056			
	IV	0,401915	25.960	1,028			

Tabela 8

Viscozităţi măsurate

Amestecul cenuşă-fondant	Temp. °C	Viscozitatea poise	Decrement aer	Decrementul în lichid	Etalonarea
	1 450	327,79		1,01006	
	1 460	307,86		0,95401	
	1 480	287,37		0,89702	
100% cenuşă sintetică de compoziţie *A*	1 500	273,40	0,01386	0,85632	*B*
	1 510	260,69		0,82025	
	1 560	239,25		0,75925	
	1 575	215,15		0,64414	
		146,79		0,50165	
	1 460	149,49		0,50980	
	1 480	120,89		0,39926	
		113,42		0,40132	
80% cenuşă sintetică de compoziţie A	1 520	80,06		0,29892	
		83,08	0,01386	0,30543	*B*
20% oxid de calciu hidratat impurif.	1 530	71,55		0,27240	
		70,37		0,26870	
	1 540	62,25		0,24313	
		62,20		0,24311	
	1 430	347		0,78794	
	1 450	330		0,76980	
100% cenuşă naturală de compoziţie *A*	1 480	299	0,01386	0,67163	*B*
	1 500	283		0,63057	
	1 550	232		0,50980	
	1 580	213		0,4621	
	1 360	117,67		0,52491	
	1 370	113,55		0,50980	
		112,93		0,50740	
	1 380	89,60		0,42038	
70% cenuşă sintetică de compoziţie *A*	1 400	52,66		0,27726	
		49,74	0,01753	0,26560	*A*
30% oxid de magneziu impurificat	1 410	36,24		0,21019	
		36,04		0,20938	
	1 415	21,92		0,14807	
	1 420	16,70		0,12396	
	1 440	14,13		0,11157	
		13,24		0,10722	
	1 340	70,00		0,40876	
70% cenuşă naturală compoziţie *A*	1 370	48,56		0,30357	
	1 380	43,21	0,01386	0,27577	*B*
30% oxid de calciu	1 420	15,00		0,10043	
	1 450	10,00		0,09045	
	1 230	37,49		0,25082	
	1 260	33,60		0,23105	
		33,21		0,22907	
	1 300	26,99		0,19687	
70% cenuşă sintetică de compoziţie *A*		26,71		0,19460	
	1 330	21,32		0,16657	
30% carbonat dublu de calciu şi magneziu natural		20,35	0,01753	0,16114	*A*
	1 340	17,19		0,14384	
		17,19		0,14384	
	1 370	8,3		0,09116	
	1 380	6,79		0,08140	
	1 430	4,02		0,06198	
		4,77		0,06751	

Tabela 9

Scăderea viscozității zgurii funcție de procentul de CaO și MgO

	Interval temp.	SiO_2 %	CaO %	MgO %	Suma CaO MgO	t°C	Poise
1. Zgură *A* naturală	1 425						
	1 575	47,20	6,75	2,39	9,14	1 450	330
2. Zguri *A* fără adaos (sintetică)	1 450						
	1 575	47,90	6,61	2,56	9,17	1 450	327,79
3. Zguri *A* (sintetică) cu 20% oxid de	1 450						
calciu hidratat cu 1 mol. apă	1 550	43,41	19,20	1,38	20,58	1 450	175
4. Zguri *A* sintetică cu 30% MgO	1 350						
	1 450	38,05	3,66	27,00	30,66	1 450	12
5. Zguri *A* naturală cu 30% CaO	1 340						
	1 450	37,00	31,01	1,10	32,11	1 450	10
6. Zguri *A* sintetică cu 30% carbonat	1 230						
dublu de (Ca, Mg)	1 450	36,09	22,15	11,66	33,81	1 450	3,7

În figura 5, sînt redate curbele de viscozitate ale cenușii sintetice și naturale precum și a amestecurilor cenușe-fondant.

6. REZULTATE ȘI CONCLUZII

După cum se vede din figura 5 și tabelele 8 și 9 zgura cenușii sintetice de compoziție *A* fără adaos cu $SiO_2 = 47,90\%$ și $CaO + MgO = 9,17\%$ are la 1450°C viscozitatea de 327, 79 poise iar zgura cenușii naturale (Rovinari) de aceeași compoziție cu $SiO_2 = 47,20$ și $CaO + MgO = 9,14$ are la 1450°C viscozitatea de 330 poise.

Aceasta dovedește o comportare asemănătoare a cenușilor naturale cu cele artificiale de aceeași compoziție.

Zgura cenușii sintetice cu 20% oxid de calciu hidratat cu $SiO_2 = 43,41\%$ și $CaO + MgO = 20,58\%$ are la aceeași temperatură de 1450°C viscozitatea de 175 poise.

Cu mărirea procentajului de fondant zgura cenușii sintetice cu 30% oxid de magneziu care are $SiO_2 = 38,05\%$ și $CaO + MgO = 30,66\%$ are la 1450°C viscozitatea de 12 poise, iar zgura cenușii naturale cu 30% CaO care are $SiO_2 = 37\%$ și $CaO + MgO = 32,11\%$ are la 1450°C viscozitatea de 10 poise.

Viscozitatea scade mai departe cu echilibrarea raportului SiO_2 față de CaO și MgO astfel că zgura cu $SiO_2 = 36,09\%$ și $CaO + MgO = 33,81\%$ are la aceeași temperatură de 1450°C viscozitatea de 3,7 poise.

După cum se vede viscozitatea a scăzut cu mărirea procentajului în CaO sau MgO.

Acest lucru întregește concluzia că modificarea viscozității se bazează în special pe realizarea unui echilibru între SiO_2 și $CaO + MgO$.

La început s-a crezut că variația viscozității urmează regula proporționalității și însumării în raport cu oxizii componenți. Din alura

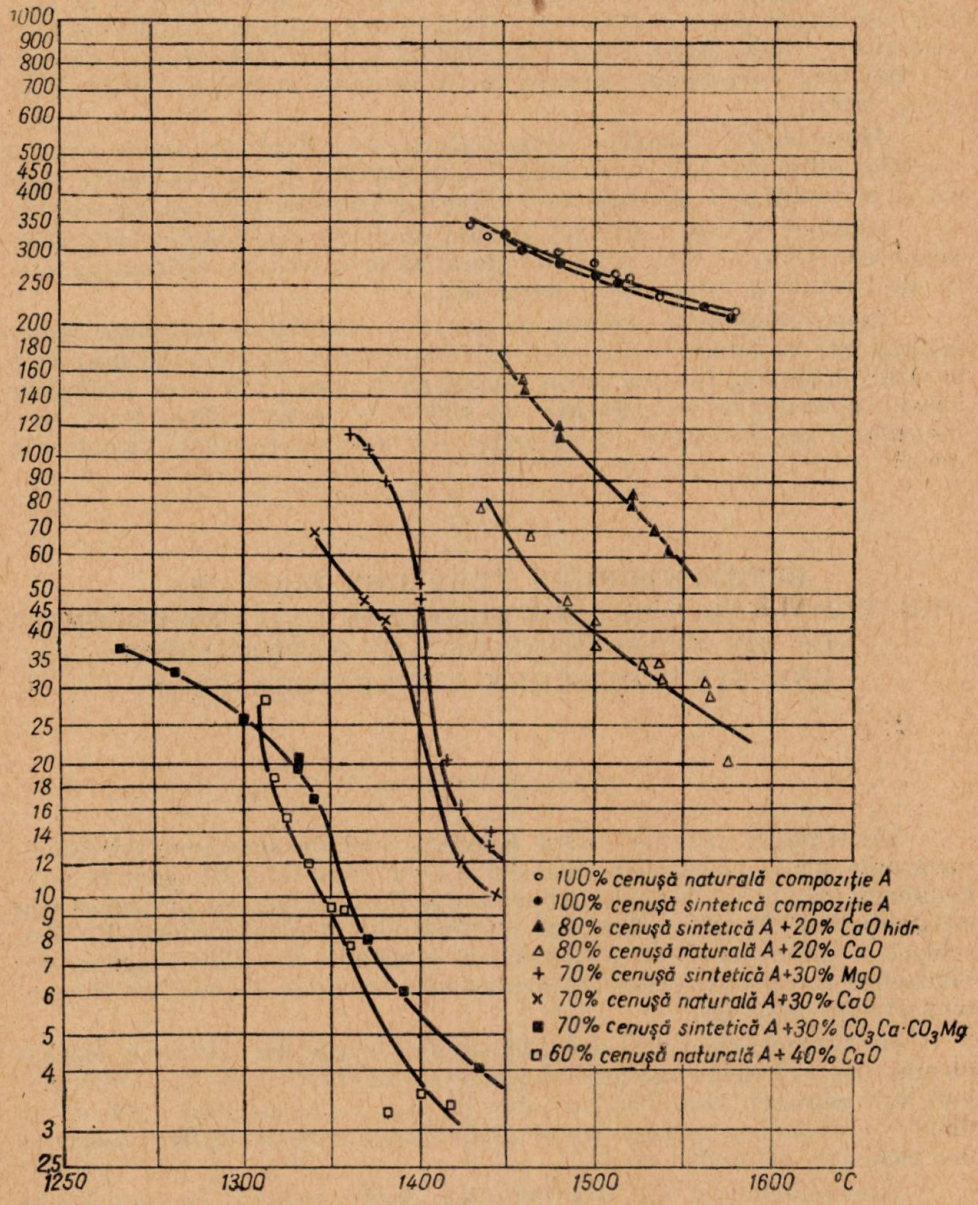


Fig. 5. — Efectul temperaturii asupra viscozității pentru diferite procente de fond n bazici în cenuși (cenuși naturale și sintetice).

curbelor viscozitate-temperatura obținută din încercările experimentale cît și din rezultatele altor cercetători s-a văzut că acest lucru nu se verifică : aceasta se poate explica prin faptul că se deosebesc oxizi care măresc viscozitate : SiO_2, Al_2O_3 (fiind componenți ai părții refractare a cenușii) și oxizi care micșorează viscozitatea în anumite proporții : Na_2O, K_2O, CaO, MgO.

Alura curbei viscozitate-temperatură este dată de suma tuturor efectelor adunate ; atît a schimbării conținutului de CaO respectiv MgO cît și a modificării generale de compoziție cauzate prin adăugarea lor.

Adaosul de CaO sau MgO scăzînd proporția relativă a restului componentelor și deci a SiO_2 și Al_2O_3 determină prin aceasta scăderea punctului de fuziune și respectiv a viscozității.

Efectul comun al oxidului de calciu și oxidului de magneziu materializat într-un mineral cum este carbonatul dublu de calciu și magneziu natural (dolomita) face ca curba viscozitate-temperatură să se desfășoare într-un domeniu de temperatură sub 1300°C respectiv 1230—1450°C cu o viscozitate cuprinsă între 37—4 poise deci adecvat evacuării lichide din focar.

BETRACHTUNGEN ÜBER DEN EINFLUSS DER ERDALKALISCHEN METALLOXYDE UND DES DOLOMITS AUF DIE ZÄHFLÜSSIGKEIT VON NATÜRLICHEN UND SYNTHETISCHEN KOHLENSCHLACKEN

ZUSAMMENFASSUNG

Im Hinblick auf eine bessere Kenntnis und Beherrschung der Fließmerkmale der Kohlenaschenschlacken in Feuerungen mit flüssigem Schlakkenabzug wird in vorliegender Abhandlung die Wirkung der Zuschläge von erdalkalischen Metalloxyden auf synthetische und natürliche Kohlenschlacken untersucht, um festzustellen, inwieweit die Zähflüssigkeit der Schlacken in gewissen Temperaturbereichen von ihrer chemischen Zusammensetzung abhängt.

Im theoretischen Teil der Abhandlung wurde die (aus dem Mechanismus des Schmelzvorganges abgeleitete) Zähflüssigkeit in Abhängigkeit von gewissen Gestaltungsgrößen (a, ν, i, ω) ausgedrückt, die durch die Struktur bedingt und an die chemische Zusammensetzung der Glasmasse der Schlacke gebunden sind.

Zur Berechnung der synthetischen Asche wurden petrographische Rechenverfahren angewandt, weil das Schmelzen der Asche in den Schlakken der Bildung der glasigen Gesteine aus Schmelzen sehr nahekommt.

Im Rahmen der Versuche wurden folgende Kurven aufgestellt :

1. Zähflüssigkeitskurven der synthetischen und natürlichen Schlacken ;

2. Zähflüssigkeitskurven, angepaßt an flüssigen Schlackenabzug durch Zusatz von Flußmitteln.

Im Verlauf der Versuchsarbeiten wurde beobachtet, daß die Abnahme der Schlackenzähflüssigkeit unter dem Einfluß von chemischen Flußmitteln auf die Einstellung eines Gleichgewichtes zwischen SiO_2 und der Summe der erdalkalischen Metalloxyde zurückzuführen ist; die Versuche haben den aus dem Mechanismus des Schmelzvorganges abgeleiteten Ausdruck der Zähflüssigkeit bestätigt.

BIBLIOGRAFIE

1. G. CAVALIER, M. SANDREA DEUDRON, *Laitiers quaternaires $CaO - MgO - Al_2O_3 - SiO_2$. Température de cristallisation commençante et champs de cristallisation sur plans à magnésie constante.* Revue de Métallurgie, 1143 (1960).
2. GUMZ W., KIRSCH E., MACKOWSKY, M.-TH. SCHLACKENKUNDE. *Untersuchungen über die Minerale im Brennstoff und ihre Auswirkungen im Kesselbetrieb.* Springer-Verlag, Berlin-Göttingen-Heidelberg, 1958, 201—210.
3. VALENTINA BĂLAN, *Studiul influenței fondanților chimici cu caracter bazic asupra viscozității zgurilor de cărbune în vederea realizării evacuării lichide.* Memoriu, IE (1962).
4. RICHARD DOLEZAL, *Grosskessel-Feuerungen. Theorie, Bau und Regelung.* Springer — Verlag, Berlin-Göttingen-Heidelberg, 1961, 233—243.
5. ВОЛАРОВИЧ-ЯЦУНСКАЯ, *Выскозиметры для расплавенных шлаков.* Заводская лаборатория, *7*, 813 (1950).
6. ȘERBAN SOLACOLU, *Chimia fizică a silicaților tehnici.* Ed. tehnică, București, 1957.
7. G. SINGER, VALENTINA BĂLAN, *Adausuri pentru modificarea viscozității zgurilor energetice.* Memoriu, IE, 1961.
8. W. H. ZACHARIASEN, *The atomic arrangement in glass.* Jour. Amer. Chem. Soc., 54, 3841/3851 (1932).
9. D. E. WARREN, *Summary of work on atomic arrangements in glass.* Jour. Amer. Ceram. Soc., 4, *8*, 256—261 (1941).

RELAȚII ÎNTRE PROCESUL DE COCSIFICARE ȘI STRUCTURA FIZICO-CHIMICĂ A HUILELOR. II *)

DE

I. BLUM și I. NISTOR

III. STRUCTURA COLOIDALĂ A HUILEI ȘI PROCESUL DE COCSIFICARE

În ultimii 25 ani se acceptă din ce în ce mai mult ipoteza structurii coloidale a cărbunelui; în consecință, metodele chimiei organice clasice, fac loc celor aplicate în chimia coloizilor.

D. J. W. Kreulen [3] sintetizează astfel principiile de bază asupra structurii micelare a cărbunelui:

1) Produsul obținut de diverși cercetători la extracția cărbunelui, numit bitumen, este un organosol;

2) Acest organosol constă din două faze: o fază uleioasă (mediu uleios) acționînd ca mediu de dispersie și faza dispersată (faza micelară);

3) Micela constă dintr-o parte oleofilă (corpuri de protecție) și o parte oleofobă (nucleul micelei);

4) Mediul uleios și corpurile de protecție, constau din bitumen; nucleul micelei constă din humine.

5) Bitumenele sînt amestecuri de compuși organici, solubili sau dispersabili în solvenți organici. Ele provin din acizii humici, cu care au oarecari asemănări structurale.

6) Există o coerență intimă între corpurile de protecție și nucleele micelelor. Pare imposibilă separarea lor prin extracție cu solvenți organici, partea humică fiind estompată de proprietățile bitumenelor corpurilor protective.

Un organosol este stabil, fiindcă legăturile protective determină o tranzacție gradată între nuclee și mediul de dispersie. Dacă avem un extract de cărbune, adică un organosol diluat cu un solvent, stabilitatea sa este determinată de tensiunea interfacială a micelei față de mediu.

*) Relații între procesul de cocsificare și structura fizico-chimică a huilelor a apărut în St. cerc. energ., *4*, 1961.

După Antonov, tensiunea interfacială între două faze, în sens restrîns, este egală cu diferenţa între tensiunile de suprafaţă, respective, în aer. Dacă σ_{f1g} şi σ_{f2g} sînt tensiunile de suprafaţă ale ambelor faze, tensiunea lor interfacială va fi

$$\sigma_{f1}\,\sigma_{f2} = \sigma_{f1g} - \sigma_{f2g}\,.$$

Prin reducerea tensiunii de suprafaţă σ_{f2g} se măreşte tensiunea interfacială, care are drept rezultat scăderea stabilităţii sistemului; peste valoarea critică, are loc flocularea. Concluzia pe care o exprimă autorul este că randamentele obţinute cu diverse lichide de extracţie, depind de tensiunea de suprafaţă a solventului, randamentele extractului crescînd proporţional cu tensiunea de suprafaţă a lichidului de extracţie.

Există de asemenea o corelaţie [4] între cantitatea de extract şi presiunea internă a solventului. Aceste fapte concordă, deoarece tensiunea de suprafaţă ca şi presiunea internă, sînt măsuri relative ale forţelor Van der Waals, exercitate de moleculele lichidului de extracţie.

Cantitatea fazei disperse creşte cu mărirea temperaturii. După unele păreri această creştere se datoreşte probabil înmuierii cărbunelui, coincizînd cu o peptizare parţială a gelului cărbunelui.

Alţi cercetători atribuie mărirea randamentului de extract sub acţiunea temperaturii-descompunerii cărbunelui, totuşi în decursul extracţiei, nu se dezvoltă gaze. Acceptînd descompunerea cărbunelui ca o consecinţă extremă, se susţine că bitumenele ca atare nu sînt prezente în cărbuni, ci sînt formate în timpul extracţiei [3].

În afară de bitumenul presupus de Kreulen a fi de origină humică, cărbunele conţine bitumene provenind din răşini şi ceruri, care nu contribuie la însuşirea de cocsificare.

Se accentuează că bitumenul turbei, bitumenul cărbunilor bruni şi bitumenul obţinut din huilă, nu reprezintă diversele stadii de carbonificare ale aceleaşi substanţe. Rezultă că bitumenul care induce cărbunelui proprietăţile de cocsificare nu provine din bitumenul turbei sau al cărbunilor bruni; el s-ar fi format prin bituminizarea părţilor humice, după atingerea stadiului de huilă [3]. Aceasta poate fi raţiunea pentru care cărbunii inferiori, în ciuda randamentului mare de extract, nu arată proprietăţi de cocsificare.

Concepţia de „bitumen conţinut în cărbuni" pare să fie ireală căci practic toţi cercetătorii din ultima decadă, au arătat că formarea cocsului nu reprezintă aglutinarea unui material inert printr-un liant, ci sistemul în întregime este cel care arată proprietăţile de cocsificare.

Din acest motiv, este nepotrivit a privi o fracţiune ca reprezentativă pentru proprietăţile de cocsificare ale cărbunilor [31].

Cărbunele este un coloid, concepţie dovedită între altele prin mărimea suprafeţei interne, prezenţa umidităţii hogroscopice, porozităţii, capacităţii de absorbţie a uleiului în timpul flotaţiei etc. De asemenea, este cunoscut că structura submicroscopică (la dimensiuni mai mari decît cea atomică şi moleculară) are o importanţă mai mare pentru capacitatea de cocsificare, rezistenţa mecanică şi proprietăţile plastice, decît structura moleculară a substanţei respective [24].

Caracterul coloid al cărbunelui este legat probabil de caracterul macromolecular avînd proprietăți asemănătoare cu alți coloizi macromoleculari (mase plastice, celuloza) : înmuiere termică fără trecere în stare lichidă, umflare la absorbția unui lichid, plasticitate și o mică rezistență termică.

Marea regularitate a proprietăților fizice ale cărbunilor pare să demonstreze că structura cărbunelui în stare coloidală este mai ordonată decît în cea moleculară.

Folosindu-se metoda care preconizează măsurarea unghiurilor de difracție de valoare mică, produse după trecerea razelor Röntgen prin cărbune, fixate pe placa fotografică pentru identificarea unităților structurale principale, s-a calculat că unitățile structurale de bază ale cărbunelui au o dimensiune medie de 200 A.

Calcularea dimensiunilor unităților structurale de bază ale cărbunilor se poate efectua și prin măsurarea căldurii de umectare. Această căldură se produce ca o urmare a scăderii energiei libere de suprafață a cărbunelui ; prin folosirea lichidelor organice care nu reacționează direct cu cărbunele (alcool metilic, etilic, benzen, tetraclorură de carbon), se obțin pe această cale valori ale căldurii de umectare, direct proporționale cu suprafața cărbunelui. Astfel, se indică că în cărbune sînt mari suprafețe interne (20 cal/m^{2}g la cărbune mediu metamorfozat — 200 cal/m^{2}g la cărbunii mai tineri).

Admițînd că unitățile structurale ale cărbunelui sînt aproximativ sferice, diametrele lor medii trebuie să fie circa 230 A, adică în corelație cu datele röntgenografice.

Aceste unități, cu dimensiuni coloidale, au fost denumite micele.

Căldura de umectare care variază cu gradul de carbonificare pune întrebarea dacă nu variază și diametrul micelelor. Sînt două posibilități :

a) micelele cărbunilor tineri sînt mai mici și deci au o suprafață mai mare pe unitatea de greutate, sau,

b) micelele tuturor cărbunilor au aceleași dimensiuni deosebindu-se însă prin suprafața accesibilă lichidului de umectare.

A doua ipoteză pare mai potrivită, mărimea micelelor fiind determinată în procesele de formare ce au avut loc în mediu apos.

Prin studii optice s-a pus în evidență formarea cristalelor cărbunilor din plăci aromatice și hidroaromatice, pseudografitice. Aceste plăci sînt pe două dimensiuni cristale perfecte ; pe verticală, față de planul plăcilor, așezarea este absolut incidentală. Tipul acesta particular, de structură a fost denumit „spațial dezordonat" [32]. În cărbuni, apar două tipuri de cristalite, cu distanță între plăci de 3,5 Å și 4,5 Å.

În concluzie, trebuie să deosebim două tipuri de structuri turbostratice :

1. Structura rigidă polarizantă — în cărbunii tineri, conferindu-le rezistență mecanică, lipsă de plasticitate termică și capacitate de aglutinare, rezistență termică redusă ;

2. Structura fluidă — în cărbunii cu grad mediu de metamorfozare, de fapt o structură moleculară, care conferă cărbunilor plasticitate

BUDAPESTI KÖZPONTI KÖNYVTÁR 1848

şi capacitate de aglutinare, mică rezistenţă mecanică şi o bună rezistenţă termică.

La antraciţi, procesul de incarbonizare provoacă o scădere a fluidităţii şi o înrăutăţire a proprietăţilor de cocsificare, legate de creşterea dimensiunilor cristalelor cărbunilor şi o legare ulterioară a plăcilor învecinate, în agregate mai mari de tip aromatic. Acest tip de structură conferă antraciţilor o mare rezistenţă mecanică şi termică.

Hirst, prezintă în 1943 un model al micelei globulare a huilei, considerînd-o un „izogel" [19], [33], [34].

Răşinile naturale care nu se întăresc, sînt compuse din trei faze la temperaturi superioare, temperaturii de gelificare (T_g).

1. Unităţi alfa, formate din molecule solubile, cu rotaţie liberă;

2. Unităţi beta, care conţin tot molecule solubile însă legate prin forţe Van der Waals;

3. Unităţi gama, constituite din molecule insolubile, fixate prin legături primare (micele).

Dacă într-o asemenea structură, moleculele diferă numai prin mărimea lor, atunci formează un „izogel" [35].

În modelul propus, în nucleu sînt aşezate micelele fracţiunilor grele, iar către suprafaţă cele ale fracţiunilor uşoare. Compoziţia chimică a fracţiunilor este aceeaşi, diferind numai gradul lor de polimerizare.

Proprietăţile cărbunilor depind de gradul de polimerizare al nucleului micelei (conţinînd molecule legate prin forţe chimice) de cantitatea fracţiunilor uşoare de la suprafaţa micelei (conţinînd molecule legate prin forţe fizice mai slabe) şi de rezistenţa forţelor de interacţiune între diferitele micele.

Hirst presupune mai departe, că în huile ar exista 50—60% legături chimice, în antracit ele putînd ajunge pînă la 80%. Micelele cărbunilor cocsificabili sînt legate mai slab între ele, se înmoaie mai uşor la încălzire şi sînt mai plastice, datorită prezenţei unei cantităţi mai mari de fracţiuni uşoare la suprafaţa lor. De la huile către antracit, structura devine tot mai rigidă, cantitatea fracţiunilor uşoare se micşorează, globulele se leagă tot mai puternic, iar capacitatea de cocsificare se reduce pînă la dispariţie.

Această reprezentare despre structura huilelor, nu corespunde unei huile reale, la care deosebim diverşi componenţi petrografici cu proprietăţi diferite dar reprezintă un progres faţă de modelul lui Kreulen, întrucît micela cuprinde substanţe de aceeaşi natură chimică.

Onusaitis [36] arată că în diferitele stadii de incarbonizare de la huilele cu flacără lungă pînă la antracit, cărbunii cuprind substanţe cu diferite grade de polimerizare.

Schimbarea proprietăţilor cărbunilor depinde de schimbarea structurii micelelor şi a legăturilor dintre ele, putînd diferi şi gradul de complexitate al nucleelor micelelor.

Plasticitatea cărbunilor şi formarea stratului plastic la cocsificare sînt explicate prin înmuierea treptată sub acţiunea căldurii a fracţiunilor mai uşoare care formează un lubrefiant şi asigură mobilitatea micelelor. La trecerea cărbunelui în cocs proprietăţile coloide ale sistemului nu

dispar, procesul de cocsificare fiind privit ca trecerea structurii coloide a cărbunelui într-o nouă structură de gel întărit—cocsul.

Considerarea cărbunelui ca un coloid prezintă avantajaul că diferiți cărbuni de structură chimică variată pot fi studiați pe o bază comună [34].

Sub temperatura de gelificare, sistemul coloid (α, β, γ) se va comporta ca un solid insolubil, fracțiunile α și β fiind legate de micele.

Într-un izogel mixt fracțiunea β se pare că se comportă ca un coloid de protecție față de micele. Acțiunea solvenților asupra cărbunilor arată că aceștia aparțin clasei izocoloizilor micști. La valori inferioare lui T_g efectul temperaturii trebuie astfel conceput ca și cum substanța nu s-ar comporta ca un izogel; energia termică pentru ruperea legăturilor de coeziune va crește cu mărimea moleculelor adică cu mărirea gradului de metamorfozare al cărbunelui.

Lahiri, relatează despre asemănarea izbitoare între proprietățile cărbunelui și cele ale unui bitum asfaltos natural sau artificial.

Sistemul coloidal al cărbunilor îi consideră format dintr-o parte liofobă (micele) o parte liofilă (coloizi de protecție similari rășinilor și asfaltenelor) și un mediu compus din substanța cu greutăți moleculare mici care devin libere și mobile cînd a fost depășită temperatura de gelificare (înmuiere).

Aceste concepții explică acțiunea solvenților asupra cărbunilor și porozitatea lor în timpul diverselor stadii de carbonizare.

Cocsificarea este privită ca un „fenomen de coagulare al micelelor cu suprafață activă în stare dispersă și pierderii sau schimbării naturii mediului de dispersie în timpul încălzirii, urmat de o dezvoltare și o întărire a legăturilor primare pe seama forțelor de legătură secundare" [34].

Fluiditatea cărbunilor cocsificabili la încălzire, natura și proprietățile extractelor de cărbuni, vin în sprijinul stadiului plastic care este explicat printr-o relație de suprafață între faza dispersă și dispersantă.

Sub temperatura de gelificare, faza dispersantă este absorbită la suprafața fazei disperse și substanța care se comportă ca un solid poate avea structura poroasă chiar dacă se depășește temperatura de gelificare și este apoi răcită înainte ca faza dispersantă să se volatilizeze sau să se descompună.

Orice substanță care se comportă astfel poate face cărbunele să devină plastic. Presupusul „principiu al cocsificării" nu are astfel un caracter specific.

Dacă micelele cărbunelui sînt legate prin forțe secundare Van der Waals, distanța dintre ele va fi 3—4,5 Å; dacă la carbonizare se dezvoltă legăturile carbon-carbon, spațiul dintre unități va fi redus la 1—1,5 Å, deci va surveni o reducere a volumului chiar fără a se ține seama de pierderea materialelor volatile.

Formarea cocsului este condiționată esențial de suprafața activă a micelelor, de natura și cantitatea fazei disperse.

În formarea cocsului coagularea, este condiționată de concentrația particulelor disperse pe unitatea de volum.

Pentru formarea cocsului în condiții ideale, micelele ar trebui să fie mici și sferice, în concentrație mare și ușor peptizate.

Nesterenko [33] contestă existenţa bitumenelor în cărbuni susţinînd că huilele sînt amestecuri complexe de substanţe organice macromoleculare dintre care vitritul are vădite proprietăţi ale coloizilor liofili; în stadiul de huilă se prezintă ca un organogel care îşi pierde sau care şi-a pierdut mediul de dispersie — apa.

Vitritul huilelor constă din micele care prezintă cristalite ce devin tot mai mari, de la huilele cu flacără lungă spre antracit.

O serie de studii prin metoda röntgenografică a cărbunilor şi a extractelor lor cu piridină (la fierbere), au arătat identitatea lor cristalografică; o dovadă în plus împotriva concepţiei lui Fr. Fischer şi Wheeler, asupra constituţiei huilelor.

Nesterenko precizează totodată, că huilele nu trebuiesc privite drept substanţe omogene, ci ca substanţe în compoziţia cărora intră trei grupe de microcomponenţi cu proprietăţi deosebite: grupa vitritului, a fuzitului şi a elementelor structurale (corpi figuraţi) [37].

Unii cercetători au considerat cărbunele şi extractele obţinute din el, ca organosoli [38]; această idee şi teoria izogelului au multe fapte comune şi par să conţină mult adevăr.

După Riley, unele din cele mai importânte proprietăţi ale huilelor, sînt datorite uşurinţei relative cu care se petrec trecerile, de la dezordine la organizarea cristalelor, chiar la temperaturi relativ joase [19].

Cantitatea de oxigen prezentă în unităţile structurale, pare să determine uşurinţa cu care au loc schimbările, sub influenţa acţiunii termice. Dacă sînt cantităţi mari de oxigen, ele apar sub forma legăturilor transversale între unităţi alăturate, rezultînd sisteme rigide.

Ca o consecinţă a acestei rigidităţi, celuloza şi lignina (care conţin mult oxigen), nu dau un cocs topit prin încălzire. Studiile cu raze X şi infraroşii asupra extractului cu solvent, obţinut la temperaturi moderate, arată că structurile respective sînt foarte apropiate de cele ale cărbunelui [39].

Din spectrul de absorbţie în infraroşu rezultă o diferenţă structurală între cărbunii cu grad de carbonificare mai ridicat şi cei cu grad de carbonificare mai scăzut.

În cărbunii inferiori apar cantităţi mari de catene laterale alifatice, totodată cu mari proporţii de oxigen, de tipul legăturii C = O [5,9] care este foarte reactivă.

Cărbunii mai evoluaţi au un conţinut redus de lanţuri laterale alifatice şi de oxigen reactiv sub forma grupei C = O; ei au o structură condensată.

Formarea cocsului poate fi legată de ruperea legăturilor de oxigen, din structura inelară, rămînînd astfel valenţe libere ale carbonului pentru formarea unei structuri rezistente care necesită o temperatură înaltă din cauza stabilităţii legăturilor de oxigen.

În cărbunii tineri se găseşte oxigen mult mai uşor reactiv, în numeroasele grupe C = O. Acestor ale poate fi atribuită formarea legăturilor între molecule învecinate, la temperaturi relativ joase, din care rezultă o structură rigidă care exclude formarea cocsului de temperatură înaltă.

IV. STRUCTURA CHIMICĂ A HUILELOR ȘI PROCESUL DE COCSIFICARE

1. TEORIA LUI ARONOV

Aronov [33] susține punctul de vedere exprimat anterior de Nesterenko, că bitumenele,ca produse ale descompunerii rășinilor și cerurilor, intră în compoziția cărbunilor în cantități mici (1—2%), amestecate cu masa organică fundamentală a cărbunelui.

Substanțele numite „bitumene", privite de unii cercetători ca „principiu al cocsificării", sînt considerate ca produse ale descompunerii cărbunilor, rezultate la prelucrarea lor termică.

Unitatea structurală de bază a substanței cărbunoase este macromolecula, cu diferite grade de polimerizare, formată dintr-un sistem aromatic condensat, înconjurat de molecule legate chimic, cu grade de polimerizare diferite. Astfel, structura cărbunilor este formată dintr-o rețea aromatică condensată, atomii de carbon marginali sînt înconjurați de „ciucurii" moleculelor grupelor laterale, care cuprind C, H, O, N și S; stabilitatea lor scade de la centrul macromoleculei spre periferia ei [30], [31], [40]. Varietatea cărbunilor și microcomponenților petrografici este condiționată de cantitatea și calitatea grupelor laterale și gradul de condensare al nucleului.

Macromoleculele cărbunelui sînt așezate în straturi mari, plane și paralele, formînd pachete orientate neregulat între ele și legate transversal prin oxigen sau hidrogen. Distanța dintre ele scade odată cu creșterea gradului de metamorfozare.

Aglutinarea cărbunilor, afirmă Aronov, trebuie privită ca una din consecințele descompunerii lor termice, prin încălzirea pînă la anumite temperaturi și care reprezintă un proces unitar pentru toată gama cărbunilor. Aglutinarea reprezintă sursa fenomenelor care au loc în interiorul particulelor de cărbune, cît și al acțiunii reciproce a acestor particule cu produsele descompunerii lor. Structura stabilă a cocsului se formează numai la temperaturi înalte, de ordinul a 1 200°C, deci descompunerea termică se întinde nu numai în intervalul stării plastice, dar și în cel al polimerizării reziduului solid.

Rezistența legăturilor moleculelor va fi cu atît mai mică, cu cît va fi mai mare temperatura de încălzire, de unde derivă necesitatea unui interval de temperatură pentru ruperea acestor legături. Această gamă a temperaturilor este cu atît mai întinsă cu cît cărbunii sînt mai tineri, deci au diversitate moleculară mai mare. Din comparația mărimilor diferitelor energii de legătură reiese că, la cocsificare, în primul rînd se rup acele lanțuri de molecule din catenele laterale care sînt mai departe de nucleul central fiind legate de acesta prin oxigen sau hidrogen.

De aceea, cărbunii tineri au temperaturi de descompunere mai joase. Cu mărirea temperaturii se desprind tot mai multe grupe laterale de nucleele aromatice, iar legăturile libere se unesc, producîndu-se condensarea nucleelor unele în funcție de diverși factori fizici, altele în funcție de structura moleculară [41].

2. IPOTEZA ASUPRA SCHIMBĂRILOR ÎN FAZĂ PLASTICĂ

Harger şi mai tîrziu Illingworth [42] găsesc că, spre deosebire de alţi cărbuni, huilele cocsificabile prezintă un randament maxim de substanţe solubile cînd sînt preîncălzite în mediu inert şi apoi extrase.

Mai recent Oele [43, 44], atrage atenţia asupra rolului *termobitumenelor* formate din produse de piroliză cu greutate moleculară redusă, care plastifiază cărbunele rezidual rezultat prin descompunere.

Termobitumenele se formează întîi din produsele descompunerii cu greutate moleculară mică, uşor solubile şi ajung pînă la substanţe foarte vîscoase, din care o parte rămîn dizolvate în cărbunele rezidual şi-l fac plastic; odată cu mărirea temperaturii se evaporă compuşii mai volatili. Solidificarea începe în faza cărbunelui rezidual şi creşte gradat către faza bituminoasă. Această deosebire de fază în procesul de solidificare, apare evidentă din diferenţa de temperatură între punctul de dilatare maximă şi completă solidificare.

Alţi autori [45] consideră că bitumenul provine din humine depolimerizate şi parţial descompuse.

Aplicarea principiilor fizico-chimice arată că structura fizică şi constituţia chimică a cărbunilor trebuie să aibe o influenţă puternică asupra mersului descompunerii şi asupra produselor rezultate. Huilele sînt virtual nevolatile pînă la temperaturi la care se poate presupune apariţia pirolizei. Pare probabil că produsele descompunerii iniţiale să fie fragmente reactive mai mici, aceste produse iniţiale reacţionînd rapid pentru a forma compuşi cu greutate moleculară mare şi gaze [46].

Krevelen [47] în urma unui studiu sistematic al chimiei înmuierii şi descompunerii cărbunelui, la care a folosit plastometrul, dilatometrul şi balanţa termică, crede că plasticitatea cărbunilor se datoreşte unui fel de depolimerizare, cu cracarea imediată a produsului intermediar metastabil şi recondensarea radicalilor formaţi.

Prin folosirea unui amestec de Novolac (65°C punct de înmuiere) o substanţă care să cedeze azot (2,2' — Azodiizobutironitril) şi hexametilentetramină, în proporţie de 5 : 1 : 1, s-a obţinut [48] în intervalul de temperatură 65—100°C, o comportare similară cu cea a huilelor între 360—430°C.

Au fost stabilite următoarele ipoteze :

1. Înmuierea huilelor este o depolimerizare, formîndu-se un compus metastabil (metaplastul);

2. Dezvoltarea de gaze este datorită descompunerii prin care sistemele nearomatice sînt în mare parte îndepărtate, şi

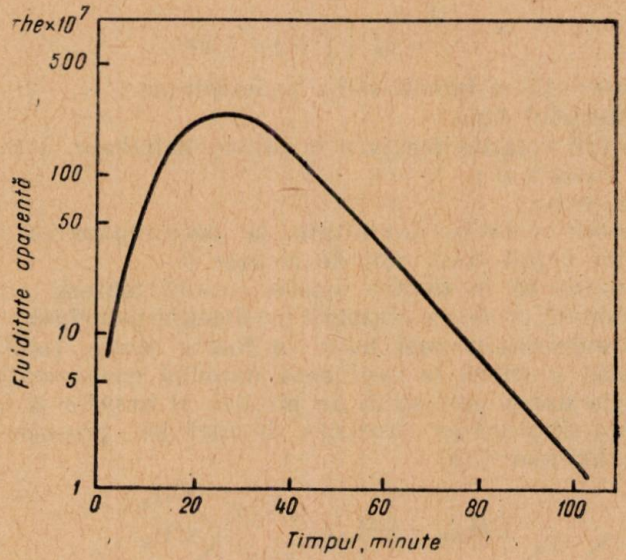
3. Condensarea se petrece prin recombinarea sistemelor aromatice.

Înţelegerea schimbărilor care au loc în faza plastică, poate duce la explicarea importanţei acestei plastifieri, asupra calităţii cocsului rezultat prin carbonizarea completă a cărbunilor.

După lucrările lui D. W. van Krevelen [49] şi P. B. Hirsch [50] cărbunele trebuie considerat ca un polimer, constituit din unităţi relativ mari cu dimensiuni diferite, legate împreună prin forţe, în parte de natură

chimică, care trec printr-un minim de rezistență în stadiul cărbunilor cocsificabili.

Cărbunele cocsificabil nu are un punct de topire, dar el prezintă un punct de înmuiere asemănător smoalei. Viscozitatea nu este numai o funcție a temperaturii, ea variind și cu timpul, astfel încît un punct de



Fluiditatea aparentă în funcție de timp la 407°C, pentru o huilă tipică de cocs.

înmuiere definit arbitrar este semnificativ numai în condiții standard de încălzire.

Pentru a demonstra aceasta, a fost determinată fluiditatea aparentă în funcție de timp a unei huile tipice de cocs la 407°C (34,4% materii volatile la masa combustibilă, viteza de încălzire 3°C/minut pînă la 407°C) temperatura fiind menținută constantă în limitele $\pm$ 1°C [51].

Prima regiune se întinde pînă la circa 25 minute, timp în care fluiditatea crește; intervalul acestei perioade de mărire a fluidității depinde de tipul de cărbune folosit și temperatura la care se face măsurătoarea, fiind normal între 5—25 minute. În a doua regiune a curbei, logaritmul fluidității descrește liniar cu timpul.

Fitzgerald [51] presupune că prima porțiune a curbei reprezintă descompunerea cărbunelui inițial în cărbune fluid cu dezvoltare de materii volatile. Se crede că are loc o reacție chimică cu viteză de reacție și energie de activare definite. Această presupunere este verosimilă întrucît nu poate fi un simplu punct de topire, datorită timpului lung în care se petrece.

În a doua regiune a curbei, în care logaritmul fluidității descrește linear se presupune că materialul fluid se descompune în substanțe solide

şi volatile, descreşterea fluidităţii datorindu-se schimbării raportului între faza solidă şi cea lichidă în substanţă.

Aceste două reacţii chimice, depolimerizarea şi descompunerea materialului fluid cu dezvoltare de materii volatile se presupun a fi reacţii de ordinul 1 [52]. Cele două reacţii au loc simultan şi schema reacţiei totale s-ar prezenta astfel

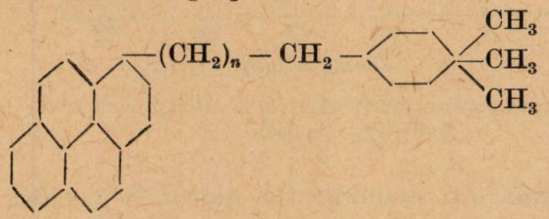
$$c \xrightarrow{k'} af + f \xrightarrow{k} s + bs$$

unde c — reprezintă cărbunele solid, nedescompus;
f — materialul fluid;
$a.f$ — materii volatile degajate la prima schimbare, avînd constanta de reacţie k';
s — semicocs;
$b.s$ — materii volatile dezvoltate la descompunerea materialului fluid, avînd constanta de reacţie k.

Se presupune că în fiecare reacţie rezultă materii volatile într-o viteză proporţională cu cea a obţinerii produsului principal.

Formula empirică a unei huile cu foarte multe volatile este C_{14}, H_{11}, $O_{0:2}$; azotul şi sulful se neglijează datorită concentraţiilor reduse.

Pentru elucidarea procesului de piroliză al huilelor a fost carbonizată o substanţă sintetică cu structura de mai jos, presupusă a fi similară cu cea a huilelor [53]



$n = 0,1,3.$

Concluzia a fost că piroliza cărbunilor la temperaturi joase poate fi interpretată ca un proces care cuprinde rupturi de radicali liberi şi de legături carbon-carbon.

Piroliza cărbunilor la temperaturi înalte, poate fi subdivizată în patru faze [54]:

1. *Predescompunere*, pînă la 300°C, cu eliminare de apă, bioxid de carbon, oxid de carbon şi o parte din gudron (această fază influenţează considerabil pe celelalte);

2. *Descompunere*, în intervalul de temperatură 300—550°C, caracterizată prin degajarea unei mari cantităţi de substanţe volatile, transformarea cărbunelui într-un strat plastic cu proprietăţi fluide şi formarea semicocsului;

3. *Transformarea semicocsului în cocs*, de la 550—1000°C cu eliminare de hidrogen;

4. *Aranjamentul structural al cocsului* pentru a trece într-o formă mai ordonată, peste 1000°C.

Comportarea cărbunelui în anumite condiții de carbonizare, este determinată de :

a) constituția lui chimică, care determină cursul înmuierii și descompunerii în timpul încălzirii ;

b) structura lui fizică, care influențează atît structura cocsului rezultat cît și schimbările secundare ale produselor descompunerii (30).

În timpul încălzirii, cărbunele cocsificabil se înmoiae, particulele se aglomerează mai mult sau mai puțin puternic, gazele și vaporii produși prin descompunere umflă masa cărbunelui fluid și final materialul nevolatil se resolidifică, formînd structura cocsului.

Dacă descompunerea precede cu mult atingerea temperaturii de înmuiere, se formează un semicocs poros, puțin umflat și slab aglomerat.

Pe de altă parte, dacă înmuierea are loc înaintea degajării cantității importante de materii volatile, se pot obține fenomene diferite, natura cocsului fiind determinată de :

1. durata și mărimea înmuierii și

2. viteza degajării și cantitatea totală de substanțe volatile. Diferența între temperatura de înmuiere și temperatura descompunerii cărbunelui (temperatura la care are loc degajarea rapidă a materiilor volatile) variază cu gradul de carbonificare.

Deși contribuția înmuierii și descompunerii cărbunelui la formarea cocsului este neîndoielnică, se cunosc foarte puțin factorii constituționali care produc aceste două proprietăți.

Mecanismul precis al umflării în timpul cocsificării, este incert.

Înmuierea cărbunilor este influențată de o serie întreagă de factori. Componenții petrografici, fuzitul și duritul reduc mult plasticitatea cărbunilor. Datorită porozității, fuzitul absoarbe o parte din substanțele lichide rezultate prin descompunere și reduce astfel plastifierea.

Industrial se folosește adaosul de semicocs, praf de cocs sau cocs de petrol degazat, pentru a ameliora amestecurile cu fluiditate ridicată prin urcarea temperaturii de înmuiere.

Gradul de fluiditate la cărbuni, este independent de mărimea particulei, între 0,9—2 mm afirmă Sapojinicov, scăzînd treptat spre granulațiile fine ; cărbunele lucios și-ar mări fluiditatea prin micșorarea granulației.

Burstelin [55] afirmă că vitritul din huilele tinere de Lorena, suferă o reducere a plastifierii cînd este măcinat în praf fin.

Preîncălzirea cărbunelui între 150—385°C reduce plastifierea care se poate atinge ulterior, datorită descompunerii produselor care au contribuit la aceasta [28].

Oxidarea cărbunelui la aer schimbă caracterul produselor de piroliză, distrugînd proprietatea de cocsificare [32], [56], [57].

Alți cercetători [58] găsesc o îmbunătățire a proprietăților de cocsificare, printr-o slabă oxidare la aer.

Mott și Wheeler au susținut că nici un cărbune nu se înmoaie înainte de începutul descompunerii. Azi este bine stabilit că înmuierea plastică a cărbunelui, deși superficial este un fenomen fizic, este asociată cu o descompunere primară simultană a cărbunelui [59].

Fenomenul solidificării cărbunelui se prezintă în general ca o descompunere termică a masei plastice și a constituenților plastifianți, reprezentînd o reacție de disproporționare în care se formează substanțe cu greutăți moleculare diferite.

Lahiri [34] care susține modelul de izogel și organozol al cărbunilor în stare plastică, postulează în plus o coagulare a unităților mai mari, urmată de legături între atomii de carbon. Alți cercetători [60] consideră că explicarea chimică a solidificării (descompunerea și polimerizarea simultană aproape de sau la temperatura de plastifiere) este suficientă, fiindcă poate explica formarea semicocsului coerent, nu numai din cărbune, dar și din substanțe mai simple ca glucoza și coloranți de cadă.

CONCLUZII

Se consideră că la carbonizarea huilelor au loc trei feluri esențiale de schimbări în mod simultan [61], care determină proprietățile reziduului final, cocsul;

1. Reacții moleculare, care duc la degajarea substanțelor volatile;
2. Rearanjări chimice în reziduul solid, datorită tratamentului termic;
3. Schimbări fizice ale unităților mai mari (cristalite, particule coloidale).

Marele chimist rus A. M. Butlerov, a afirmat: „Natura chimică a particulei complexe se determină prin natura particulelor elementare componente, prin cantitatea și constituția lor chimică" [62].

Proprietatea principală și cea mai generală a substanței cărbunoase este instabilitatea termică. De aceea, ea poate constitui baza fundamentală a studiului huilelor. Prin piroliza diverșilor cărbuni, se micșorează deosebirile în compoziția lor elementară, deosebiri care rezidă în special în părțile volatile, în care „se află concentrată toată chimia cărbunelui".

Mobilitatea carbonului și oxigenului în huilele de gaz este mai mare decît în cele de cocs.

Acest fapt permite afirmația că substanța cărbunoasă a huilei de gaz conține mai puțin carbon ciclic polimerizat și hidrogen legat de acesta, decît huilele clasice de cocs.

Mecanismul înmuierii plastice este încă imperfect înțeles. Ipotezele cele mai plauzibile ar fi în ordinea enumerării:

1. Producerea prin piroliză primară a unui fluid care plastifiază restul cărbunelui;
2. Fuziunea fracțiunilor cu greutate moleculară mică din cărbune;
3. Lubrefierea unităților structurale cu filme de suprafață produse prin prioliză sau fuziune.

Umflarea este atribuită în special interacțiunii complexe și se datorește:

1. Adsorbției mediului de dispersie de către combinațiile macromoleculare ale cărbunelui;

2. Deformării particulelor, rezultate din presiunea generată în timpul eliminării materiilor volatile din microcapilare, concomitent cu slăbirea structurii;

3. Expansiunii stratului de particule în timpul eliminării vaporilor prin golurile parțial umplute, incluzînd formarea unei structuri poroase cînd masa devine suficient de fluidă.

Huilele constau din o rețea de polimeri reuniți și interpătrunși de combinații organice complexe cu mult hidrogen și oxigen, cu greutate moleculară redusă (63).

În cele din urmă se poate afirma că înțelegerea procesului de cocsificare este fundamental legată de cunoașterea structurii cărbunelui și numai odată cu deplina edificare asupra constituției fizico-chimice a cărbunelui, va putea fi deplin explicat și stăpînit procesul huilelor.

RELATIONS BETWEEN COKING PROCESS AND PHYSICO-CHEMICAL STRUCTURE OF BITUMINOUS COAL (II)

ABSTRACT

In the second note of thi swork the authors deal with the relations between the coking process and the physico-chemical structure of bituminous coals, in the light of the colloidal structure and chemical constitution of the bituminous coal.

The most important theories and hypotheses brought forward by various researchers, are presented critically.

BIBLIOGRAFIE

31. Г. Г. Аронов, Л. Л. Нестеренко, Стали. *8* (1955), 678.
32. В. Светославский, *Физико-химия Вегли Камиенных и процесу коксования.* Из. ПВТ, Варшава, 1953.
33. Л. Л. Нестеренко, *Химия и генезис твердых горючих ископаемых. Основные представления и методы исследования химии и физико-химии углей*, Изд. Акад. Наук СССР, Москва (1951).
34. A. Lahiri, Fuel, **XXX**, 241 (1951).
35. L. Houwink, *Elastizität, Plastizität u. Struktur der Materie*, Ed. Th. Steinkopf, Dresden — Leipzig, 1950.
36. Б. А. Онусайтис, *Химия и генезис твердых горючих ископаемых. Коллоидная структура каменных углей.* Изд. Акад. Наук СССР, Москва (1951).
37. И. А. Жемчужников, *Общая геология ископаемых углей.* Углетехиздат, Москва, 1948.
38. G. Agde, R. Hubertus, Brennstoff Chemie, *17*, 149 (1936).
39. J. K. Brown, P. B. Hirsch, Nature, 229 (1955).
40. A. Whitaker, Journal of the Institute of Fuel, **XXVII**, 218 (1955).
41. H. L. Riley, Gas World, **138**, 3612 (1953), 94 (sup.) ref. la Rivista dei Combustibili, martie (1954).
42. R. S. J. Illingworth, Soc. Chem. Ind., **39**, 14 (1920).
43. A. P. Oele, Brennstoff Chemie, **33**, 231 (1952).
44. A. R. Oele, Bituminous Coal Conference, Aachen, 1952, ref. Glückauf, **88**, 586 (1952).

45. K. J. TAWADA, Fuel Soc. Japan (1952), **31** ref.; Chem. Abs., 47, februarie (1953).
46. A. M. BILLINGTON, I. G. C. DREYDEN, D. H. NAPHIER, B.C.U.R.A., **XVI**, 345 (1952).
47. D. W. VAN KREVELEN, Brennstoff Chemie, **37**, 101 (1956).
48. — Internationale Tagung für Steinkohlenwissenschaft, Heerlen 2—3 mai 1955: Brenstoff Chemie, **36**, 215 (1955).
49. — Brennstoff Chemie, **35**, 253 (1954).
50. P. B. HIRSCH, Proc. Roy. Soc. A., **226**, 143 (1954).
51. D. FITZGERALD, Fuel, **XXXV**, 178 (1956).
52. D. W. VAN KREVELEN, C. VAN HEERDEN, F. J. JUNTJENS, Fuel, **XXX**, 253 (1951).
53. E. A. DEPP, C. M. STEVENS & M. B. NEUWORTH, Fuel, **XXXV**, 437 (1956).
54. C. ELLIS, The Inst. of Gas Eng., noiembrie 1953, ref. Riv. di Combustibili, **3** (1954).
55. E. BURSTELIN, Chaleur et Industrie, **31**, 215 (1950).
56. C. LAMBRIS, J. GERDES, Brennstoff Chemie, **22**, 125 (1941).
57. G. JUNG, Glückauf, **71**, 1141 (1935).
58. R. E. BREWER, D. A. REYNOLDS, W. A. STEINER, R. D. VAN GILDER, Ind. Eng. Chem., **40**, 1 243 (1948).
59. I. G. C. DRYDEN, M. GRIFFITH, R. A. KIRKBY, Coke and Gas, iulie, 272 (1955).
60. F. W. SMITH, R. L. BROWN, Proc. Amer. Gas Assoc., 719 (1952).
61. J. J. KIPLING, Science, **37**, 657 (1949).
62. W. MANTEL, *Aachener Blätter für Aufbereiten-Verkoken-Brikettieren*, decembrie 1955.

DESULFURAREA CĂRBUNILOR NEAGLUTINANȚI PALV PRIN FLUIDIZARE CU AGENT ABUR-AER

DE

I. BLUM, I. NISTOR, V. CÎNDEA și C. IONESCU

Experimentările din prezenta lucrare au fost efectuate ca urmare a necesității reducerii conținutului de sulf din cocsul metalurgic produs în R.P.R. și reprezintă una din direcțiile de dezvoltare a cercetării întreprinse în această problemă.

Avînd în vedere rezultatele promițătoare obținute prin încercări anterioare de desulfurare a cărbunilor neaglutinanți din Valea Jiului, cu aer-abur în strat fix [6], s-au efectuat experimentări de laborator în strat fluid. Acestea folosesc o tehnică mai eficientă pentru reacțiile dintre faza solidă și faza gazoasă, a cărei avantaje și dezavantaje sînt binecunoscute [1].

Primele încercări de desulfurare în pat fluidizat au fost făcute de cercetătorii americani, în 1954 [2]. Ei au studiat desulfurarea cocsului de temperatură medie, obținut la 870°C, cu ajutorul mixturii H_2 : abur.

Studii mai complete au fost efectuate de Mirkus și Jacobs [3] care au experimentat desulfurarea cărbunilor în strat fluidizat, cu agent gazos oxidant, abur-aer-azot.

Utilizînd un fluidizor cu $\varnothing_{int} = 40$ mm, cu încălzire electrică reglabilă și funcționare discontinuă, ei au micșorat conținutul de sulf dintr-o huilă de gaz, de la 4,9% S_t la 2,7% S_t.

Parametrii optimi de lucru stabiliți, pentru cărbunii studiați au fost :

Temperatura de reacție	510°C,
Timpul de reacție	18 min,
Viteza de fluidizare	26 cm/s,
Mărimea medie a particulei	1,6 mm,
Compoziția agentului de fluidizare, aer-abur-azot	16,3 : 31,1 : 52,6%.

Pornind de la aceste condiții fundamentale, autorii au studiat influența diverșilor parametri, asupra fenomenului de desulfurare.

PARTEA EXPERIMENTALĂ

APARATURA UTILIZATĂ

Instalaţia experimentală folosită în încercările noastre de laborator a fost alcătuită dintr-un fluidizor cu $\varnothing_{int} = 40$ mm şi 400 mm înălţime totală (fig. 1).

Încălzirea s-a realizat cu ajutorul unei rezistenţe electrice de 1,15 kW; iar temperatura era reglată cu un autotransformator.

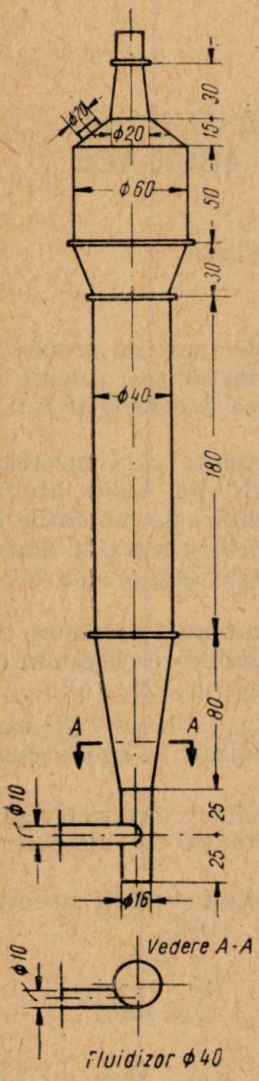


Fig. 1. — Schema fluidizorului de laborator.

Fluidizarea s-a efectuat în sistem discontinuu, cărbunele fiind introdus pe la partea superioară a fluidizorului şi descărcat, la terminarea reacţiei de desulfurare, pe la partea inferioară.

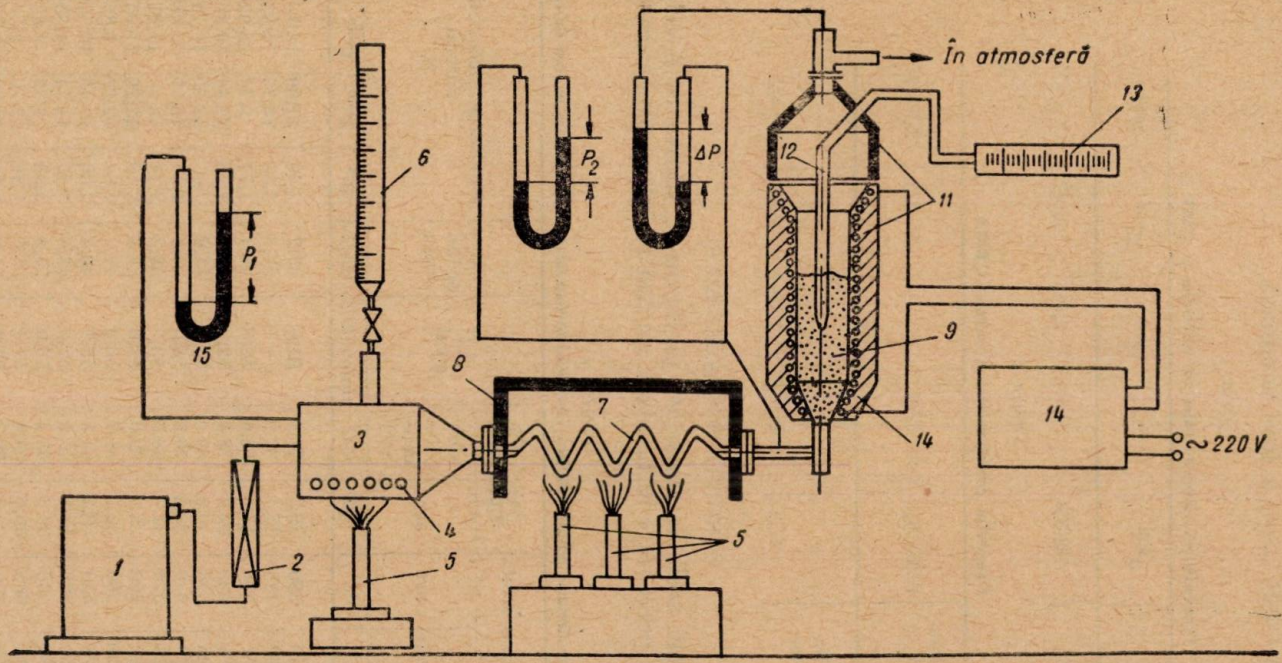
Temperatura stratului fluidizat s-a măsurat cu ajutorul unui termocuplu, Fe-Const., introdus în pat. Aerul debitat de o suflantă şi azotul, de la o butelie, măsurate cu rotametre, erau dirijate într-un vaporizator. Aici aerul şi azotul, la debitele cerute de proces, se amestecau cu vaporii formaţi prin evaporarea unei cantităţi de apă, al cărei debit se măsura cu o biuretă. Din vaporizator agentul desulfurant trecea apoi într-o serpentină de preîncălzire, unde temperatura era ridicată la 270—320°C şi apoi intra în fluidizor. S-au măsurat presiunile la : vaporizator, intrarea în fluidizor şi pierderea de presiune în strat (fig. 2).

— Încălzirea cărbunelui pînă la temperatura de reacţie are loc în timp scurt, de la 30 s pînă la 60—90 s, în cazul în care fluidizarea se începe pe aer, iar aburul se introduce în minutul 2—3, evitînd astfel condensarea aburului pe cărbunele rece.

— Experienţele s-au efectuat cu probe de cărbune de 60 g.

REZULTATE OBŢINUTE

Pentru experimentările cu agent aer-abur s-au utilizat cărbuni energetici din estul Văii Jiului în amestec PALV (Petrila, Aninoasa, Lonea, Vulcan necocsificabil) special spălat, granulaţia 0—10 mm. În laborator acest cărbune a fost măcinat la moara cu discuri, la granulaţia de 2,0 mm. Caracteristicile chimico-tehnice şi compoziţia granulometrică a probelor de lucru sînt redate în tabelele 1 şi 2.



1. Suflantă de aer
2. Rotametru
3. Vaporizator și amestecător
4. Umplutură din bucăți de fer
5. Becuri de gaz
6. Biuretă gradată, cu apă
7. Serpentină de încălzire
8. Carcasă de izolație
9. Pat de cărbune
10. Rezistență de încălzire
11. Izolația fluidizorului
12. Termoelement Fe — Const.
13. Milivoltmetru indicator
14. Autotransformator
15. 15 și 17 Manometre

2. — Schema instalației de desulfurare în strat fluidizat

În scopul evitării antrenării măruntului în timpul fluidizării, clasa granulometrică 0—0,25 mm, a fost eliminată.

Tabela 1

Caracteristicile chimico-tehnice ale cărbunilor de PALV %

W^a	A^{anh}	V^{anh}	S_t^{anh}	C^{anh}	H^{anh}
3,43	8,35	38,5	2,51	68,47	5,47

Tabela 2

Compoziţia granulometrică a cărbunilor PALV

Clasa granulometrică mm	0,25—0,5	0,5—0,75	0,75—1	1—1,5	1,5—2
Compoziţia granulometrică %	15,1	12,9	17,0	54,8	0,2

CONDIŢII FUNDAMENTALE

În urma unei serii de încercări preliminare, dintre care cele mai semnificative sînt prezentate în tabela 3, au fost stabilite următoarele con-

Tabela 3

Experienţe de desulfurare efectuate pentru stabilirea condiţiilor fundamentale de desulfurare în strat fluidizat

Nr. crt.	Timp	Temperatura strat			Agent de fluidizare		ΔP strat	Viteza de fluidizare	Analiza semicocsului desulfurat %			
		min	medie	max	aer	abur (condensat)						
	min.	°C	°C	°C	%G	%G	mm colapă	cm/s	W^a	A^{anh}	V^{anh}	S_t^{anh}
1	30	240	348	380	29,0	71,0	91,0	37.2	2,80	11,00	18,18	2,16
2	30	310	384	425	13,0	87,0	—	53,8	3,58	10,70	14,82	2,12
3	30	450	471	500	18,0	82,0	82,0	46,4	1,77	9,74	26,92	2,15
4	30	480	514	530	22,0	78,0	52,0	43,7	3,65	12,14	10,40	1,93
5	30	520	525	534	30,5	69,5	53,0	41,0	—	12,70	10,75	1,62
6	30	515	530	580	23,5	76,5	58,0	28,0	1,17	13,59	25,08	2,17
7	20	490	523	570	31,5	68,5	53,0	38,2	2,44	12,00	11,61	1,90
8	20	480	537	560	28,0	72,0	53,0	37,3	2,10	12,26	11,05	1,91
9	20	440	523	560	35,3	64,7	56,0	40,2	2,00	12,36	9,84	1,75
10	20	470	493	530	39,2	60,8	53,0	40,4	2,06	12,49	10,73	1,79
11	20	390	510	520	53,8	46,2	69,0	38,5	3,45	11,74	14,83	2,09
12	20	525	534	560	34,6	65,4	58,0	35,4	3,08	12,39	9,87	1,86
13	20	465	502	605	30,6	69,4	57,0	33,8	1,39	12,70	9,24	1,81
14	20	530	542	550	40,8	59,2	52,0	34,8	1,15	12,90	9.56	1,82
15	20	480	508	545	30,8	69,2	44,0	45,5	1,33	12,17	10,25	1,72
16	20	490	542	610	36,2	63,8	47,0	40,1	1,44	11,96	10,91	1,96

dițiile fundamentale de desulfurare :

— Temperatura de reacție . . . . . 520°C,
— Timp de reacție . . . . . 20 min,
— Compoziția agentului de fluidizare abur-aer 65 : 35% grav.,
— Viteza de fluidizare . . . . . 42 cm/s,
— Granulația cărbunilor . . . . . 0,25—2 mm.

Pornind de la aceste condiții fundamentale, s-a studiat influența diferiților parametri care intervin în procesul de desulfurare. Astfel s-au cercetat : timpul și temperatura de reacție, compoziția agentului de fluidizare, viteza de fluidizare și granulația cărbunelui de lucru.

La studiul fiecărui factor s-a căutat — în măsura posibilităților experimentale — să se mențină toți ceilalți factori constanți.

STUDIUL INFLUENȚEI TIMPULUI DE REACȚIE

Timpul de reacție s-a dovedit a fi unul din factorii esențiali ai procesului de desulfurare. Din studierea intervalului 10—30 min, se constată că desulfurarea sensibilă se obține în circa 20 minute ; prelungirea timpului peste această limită aduce o scădere continuă a conținutului de sulf în semicocsul obținut, dar neimportantă (fig. 3 și tabela 4).

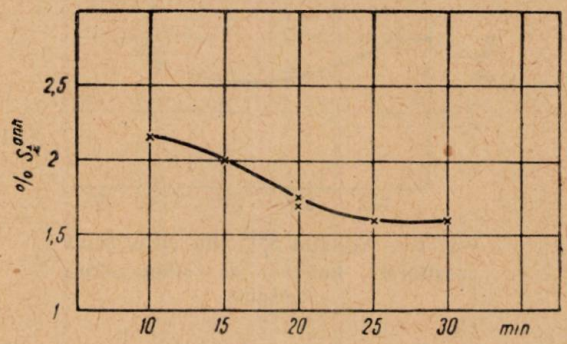


Fig. 3. — Variația S_t^{anh} din semicocsul desulfurat funcție de timpul de reacție.

Tabela 4

Variația caracteristicilor semicocsului desulfurat în funcție de timpul de reacție

Nr. crt.	Timp	Temperatura strat			Agent de fluidizare		Viteza de fluidizare	Analiza semicocsului desulfurat %			
		min	medie	max	aer	abur (condensat)					
	min	°C	°C	°C	%G	%G	cm/s	W^a	A^{anh}	V^{anh}	S_t^{anh}
1	10	520	530	535	36,5	63,5	40,6	2,90	10,88	15,70	2,16
2	15	510	523	535	40,0	60,0	37,4	2,99	12,01	12,04	2,00
3	20	520	524	535	37,0	63,0	41,3	3,54	12,04	11,90	1,72
4	20	440	523	560	35,3	64,7	40,2	2,00	12,36	9,84	1,76
5	25	510	512	530	35,2	64,8	41,6	2,46	12,57	9,76	1,62
6	30	520	525	534	30,5	69,5	41,0	—	12,70	10,75	1,62

Se observă, de asemenea, existenţa a două etape distincte de desulfurare şi anume :

a) etapa în care se obţine o îndepărtare rapidă a sulfului, însoţită de degajarea abundentă a materiilor volatile şi care durează circa 15—20 min ;

b) etapa în care predomină reacţia chimică de oxidare a sulfului, în care îndepărtarea acestuia este constantă dar redusă.

STUDIUL INFLUENŢEI TEMPERATURII DE REACŢIE

Temperatura optimă de reacţie este cuprinsă într-un interval restrîns — 490—550°C — pentru cărbunii studiaţi, corespunzător temperaturii de degazare violentă a cărbunilor (fig. 4 şi tabela 5).

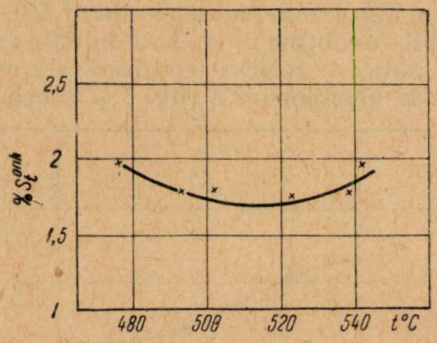


Fig. 4. — Variaţia S_t^{anh} din semicocsul desulfurat funcţie de temperatura stratului.

Tabela 5

Variaţia caracteristicilor semicocsului desulfurat în funcţie de temperatura de reacţie

Nr. crt.	Timp	Temp. strat			Agent de fluidizare		Viteza de fluidizare	Analiza semicocsului desulfurat %			
		min	medie	max	aer	abur (condensat)					
	min	°C	°C	°C	%G	%G	cm/s	W^a	A^{anh}	V^{anh}	S_t^{anh}
1	20	—	476	—	35,0	65,0	40,8	2,41	11,25	15,77	1,99
2	20	470	493	530	39,2	60,8	40,4	2,06	12,49	10,73	1,79
3	20	465	502	605	29,6	69,4	33,8	1,39	12,70	9,24	1,81
4	20	440	523	560	35,3	64,7	40,2	2,00	12,36	9,84	1,76
5	20	500	538	565	36,5	63,5	41,2	1,89	11,62	12,25	1,79
6	20	490	542	610	36,2	63,8	40,1	1,44	11,96	10,91	1,96
7	20	530	544	580	39,0	61,0	31,5	1,68	11,10	13,59	2,08
8	20	530	575	610	34,9	65,1	37,0	1,32	12,28	9,16	1,94

În condițiile lucrului în laborator, în instalații cu funcționare discontinuă, menținerea temperaturii de reacție în limita de ±20°C este dificilă, în special pentru perioada de degazare intensivă, în care temperatura scade datorită devolatilizării cărbunelui.

Datele obținute arată că conținutul final de sulf în semicocsul desulfurat este o rezultantă atît a îndepărtării sulfului cît și a procesului invers, de fixare a lui de către semicocsul reactiv format.

STUDIUL INFLUENȚEI VITEZEI DE FLUIDIZARE

Variația vitezei de fluidizare a cuprins intervalul 30—50 cm/s. Rezultatele obținute sînt redate în figura 5 și tabela 6.

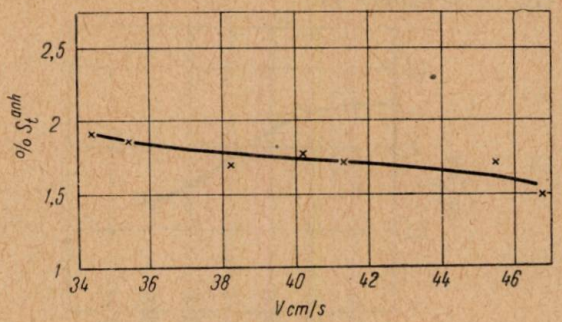


Fig. 5. — Variația S_t^{anh} din semicocsul desulfurat funcție de viteza de fluidizare.

Tabela 6

Variația caracteristicilor semicocsului desulfurat în funcție de viteza de fluidizare

Nr. crt.	Timp	Temp. strat			Agent de fluidizare		Viteza de fluidizare	Analiza semicocsului desulfurat %			
		min	medie	max	aer	abur (condensat)					
	min	°C	°C	°C	%G	%G	cm/s	W^a	A^{anh}	V^{anh}	S_t^{anh}
1	20	510	521	525	32,0	68,0	34,4	2,92	10,96	12,87	1,92
2	20	525	534	560	34,6	65,4	35,4	3,08	12,39	9,87	1,86
3	20	515	523	530	38,0	62,0	38,2	3,08	12,32	9,89	1,70
4	20	440	523	560	35,3	64,7	40,2	2,00	12,36	9,84	1,76
5	20	520	524	535	37,0	63,0	41,3	3,54	12,04	11,90	1,72
6	20	480	508	545	29,8	69,2	45,5	1,33	12,17	10,25	1,72
7	20	480	506	535	36,2	63,8	46,8	2,82	13,51	9,52	1,49

Se observă că desulfurările optime au fost obținute la viteze mari (> 35 cm/s), corespunzătoare unui strat fluidizat diluat și turbulent. În apropierea valorii de 35 cm/s, a vitezei de fluidizare se află o zonă de inflexiune pentru efectul de desulfurare, ceea ce confirmă influența mișcării libere a particulelor de cărbune în strat asupra eficienței desulfurării.

O dată cu ridicarea vitezei de fluidizare se observă o creștere a arderii masei cărbunoase, care se reflectă în conținutul crescut de cenușă al semicocsului.

STUDIUL INFLUENȚEI COMPOZIȚIEI AGENTULUI DE FLUIDIZARE

Compoziția amestecului de fluidizare, abur-aer, a fost variată în limite largi, de la 100% aer la 18% aer și 82% abur.

Desulfurarea optimă a fost observată la amestecul 35—45% aer și 65—55% abur (fig. 6 și tabela 7).

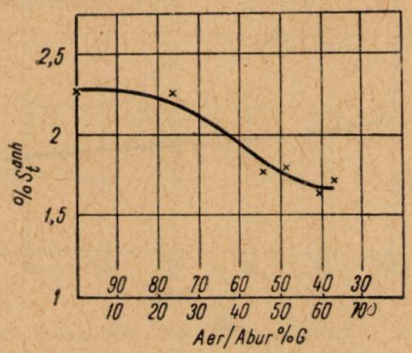


Fig. 6. — Variația S_t^{anh} din semicocsul desulfurat funcție de compoziția agentului de fluidizare.

Tabela 7

Variația caracteristicilor semicocsului desulfurat în funcție de compoziția agentului de fluidizare

Nr. crt.	Timp	Temp. strat			Agent de fluidizare		Viteza de fluidizare	Analiza semicocsului desulfurat %			
		min	medie	max	aer	abur (condensat)					
	min	°C	°C	°C	%G	G%	cm/s	W^a	A^{anh}	V^{anh}	S_t^{anh}
1	20	520	548	560	100	—	43,3	2,78	12,72	8,55	2,31
2	6	520	559	600	100	—	39,6	3,05	12,43	7,59	2,26
3	20	510	537	560	81,5	18,5	41,6	3,09	11,19	8,75	1,76
4	10	520	552	580	76,5	23,5	45,7	2,80	12,38	8,67	2,25
5	20	515	535	560	54,3	45,7	44,2	3,18	13,64	9,19	1,77
6	20	510	522	540	49,0	51,0	38,5	3,75	13,64	8,27	1,80
7	20	510	518	520	40,4	59,6	41,8	3,89	13,65	9,76	1,64
8	20	520	524	535	37,0	63,0	44,3	3,54	12,04	11,90	1,72

STUDIUL INFLUENȚEI GRANULAȚIEI CĂRBUNELUI

Încercările de desulfurare pentru intervalul granulometric 0—3 mm, au arătat că limita de granulație aleasă (—2 mm) reprezintă o valoare maximă pentru desulfurarea în condițiile stabilite. Mărirea acestei limite pînă la 3 mm atrage după sine o scădere a eficienței desulfurării cu circa 0,25% absolute. Granulațiile mai mici permit o desulfurare mai avansată, de unde reiese că mărimea particulei este un alt factor important al procesului de desulfurare (fig. 7 și tabela 8).

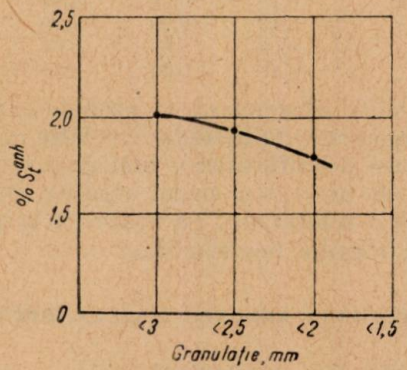


Fig. 7. — Variația S_t^{anh} din semicocsul desulfurat funcție de granulația cărbunelui.

Tabela 8

Variația caracteristicilor semicocsului desulfurat în funcție de granulație

Nr. crt.	Granulația	Timp	Temp. strat			Agent de fluidizare		Viteza de fluidizare	Analiza semicocsului desulfurat %			
			min	medie	max	aer	abur (condensat)					
	mm	min	°C	°C	°C	%G	%G	cm/s	W^a	A^{anh}	V^{anh}	S_t^{anh}
1	0— 3	20	500	517	530	35,5	64,5	41,4	1,67	11,81	9,42	2,04
2	0— 2,5	20	480	503	520	35,0	65,0	44,3	1,64	13,52	8,83	1,92
3	0— 2	20	440	523	560	35,3	64,7	40,2	2,00	12,36	9,84	1,76
4	0— 0,25	20	470	503	530	37,5	62,5	32,2	1,35	11,61	12,06	1,41

TRANSFORMAREA FORMELOR DE SULF ÎN PROCESUL DESULFURĂRII PRIN FLUIDIZARE

Acțiunea desulfurantă a amestecului abur-aer asupra cărbunilor, în strat fix sau fluidizat, nu este aceeași pentru toate formele de sulf, fiind afectat în special sulful piritic.

Totodată, se remarcă şi o variaţie a sulfului organic, sulful sulfură însă rămîne neschimbat. Rezultatele obţinute sînt redate în tabela 9.

Tabela 9

Transformările formelor de sulf din cărbune în timpul desulfurării prin fluidizare

Nr. crt.	Denumirea probei	Formele de sulf %				
		Sulfat	Sulfură	Piritic	Organic	Total
1	PALV iniţial	0,18	0,24	0,99	1,10	2,51
2	F4	0,13	0,25	0,76	1,17	2,31
3	H3	0,05	0,22	0,64	0,61	1,72
4	V4	0,18	0,23	0,38	0,70	1,49

Din datele tabelei se observă că la probele care nu s-au desulfurat sensibil (F4), scade numai sulful piritic iar celelalte rămîn practic neschimbate. La probele la care desulfurarea e mai avansată, conţinutul de sulf piritic scade mult şi este afectat şi sulful organic. Sulful sulfat pare a nu suferi, în general, nici o schimbare, cu toate că la proba H3 este foarte scăzut. Sulful sulfură rămîne neschimbat.

PIERDERI PRIN ARDEREA MASEI CĂRBUNOASE

Desulfurarea cărbunilor prin fluidizare a avut ca efect mărirea vitezei de desulfurare faţă de stratul fix, de circa 2—3 ori. Acest lucru se datoreşte contactului foarte intim dintre particulele solide şi gaze în patul fluid. Prezenţa aerului în gazele de fluidizare, în proporţie de circa 35% gravimetrice (respectiv 5,25% O_2) afectează pe lîngă sulf, şi carbonul, ca urmare a reacţiei de gazificare a cărbunelui.

Din rezultatele obţinute şi redate în tabela 10, nu se constată însă o ardere prea avansată (calculată în funcţie de cenuşa semicocsului desulfurat [1]).

Tabela 10

Variaţia randamentului în semicocs desulfurat şi arderii masei cărbunoase la desulfurarea prin fluidizare cu amestec abur-aer

Nr. crt.	Nr. exp.	Timp de reacţie	Temp. de reacţie (medie)	Compoziţia agentului de fluidizare		Caracteristicile semicocsului desulfurat		Randament	Ardere
				aer	abur				
	UM	min	°C	%	%	$A^{anh}_{\%}$	$S^{anh}_{t\,\%}$	%	%
1	F14	30	525	30,5	69,5	12,70	1,62	68,95	4,78
2	F20	20	523	35,3	64,7	12,36	1,75	67,20	—
3	F34	20	508	30,8	69,2	12,17	1,72	68,60	0,20
4	F36	20	517	40,0	60,0	12,04	1,70	67,40	—
5	H3	20	524	37,0	63,0	12,04	1,72	69,80	0,90
6	H4	20	523	35,5	64,7	12,36	1,75	70,40	5,90
7	V4	20	506	36,2	63,8	13,51	1,49	68,15	9,85

După cum reiese din tabelă, arderea masei cărbunoase poate atinge 10%, în medie însă variază între 3—5%, limite găsite și la lucrul în strat fix [1].

Rezultă de aici, că și în cazul stratului fluidizat are loc oxidarea preferențială a piritei față de cărbune.

CONCLUZII

— S-a studiat desulfurarea cărbunilor de PALV prin fluidizare cu agent abur-aer și s-a obținut desulfurarea optimă de circa 30%, la temperatura de circa 520°C;

— S-a studiat influența diverșilor parametri asupra procesului de desulfurare în strat fluidizat ca : temperatura și timpul de reacție, compoziția agentului și viteza de fluidizare, granulația cărbunelui, stabilindu-se limite pentru care se obține efectul desulfurant optim;

— S-a observat că valoarea finală a conținutului de sulf în semicocsul desulfurat este o rezultantă între acțiunea desulfurantă a agentului oxidant și procesul invers, de fixare a sulfului de către semicocsul reactiv format;

— Această cale de desulfurare a cărbunilor poate intra în considerație atît la obținerea de semicocs desulfurat pentru cocsul clasic, cît și la obținerea de cocs-brichete desulfurat din cărbuni neaglutinanți sau slab aglutinanți.

DESULFURIZATION OF PALV NONCOKING COALS THROUGH FLUIDIZATION WITH STEAM + AIR AGENT

ABSTRACT

The authors present a study in the laboratory stage regarding the desulfurization of noncoking Valea Jiului coals through fluidization at temperatures of about 520°C with steam +air agent.

The optimum technological parameters — temperature and time of reaction, composition of agent and fluidization velocity, coal granulation — leading to an approximately 30% desulfurization of the coals, have been studied and determined.

BIBLIOGRAFIE

1. MAX LEVA, *Fluidization Industrial Chemical Series*. New York-Toronto-London, John Hill Editor, 1959.
2. C. W. ZIELKE, G. P. CURRAN, E. GORIN, G. E. GORING, I/EC (Industrial and Engineering Chemistry), **46**, *1*, 53—56 (1954).
3. J. K. JAKOBS, I. D. MIRKUS, I/EC, **50**, *1*, 24—26 (1958).
4. И. О. МИХАЙЛЕНКО, А. П. КРЕСКОВ, *Журнал общей химии*. 1959—68 (1931).
5. H. H. LOWRY, *Chemistry of Coal Utilisation*. New York—London (1945).
6. I. BLUM, V. CÎNDEA, St. cerc. energ., **XI**, *2*, 325—343 (1961).

АКАДЕМИК Б. С. СТЕЧКИН, К. И. ГЕНКИН, В. С. ЗОЛОТАРЕВСКИЙ и И. В. СКОРОДИНСКИЙ, *Индикаторная диаграмма, динамика тепловыделения и рабочий цикл быстроходного поршневого двигателя.*
Издательство Академии Наук СССР — Москва, 1960, 190 стр.

Lucrarea de față a fost elaborată în cadrul laboratorului de motoare al Academiei U.R.S.S., condus de către academicianul B. S. Stecikin. Ea are un caracter metodologic dezvoltînd bazele ridicării și interpretării diagramelor indicate la motoarele cu combustie internă rapidă. Lucrarea are 6 capitole.

În capitolul I, *Introducere* redactat de K. I. Ghenkin se prezintă diferitele forme de diagrame indicate, autorii arătînd avantajele diagramelor ce se obțin cu instalații straboscopice în sistemul de axe presiune-unghi de manivelă. Se arată metoda trnsformării curbelor ridicate în sistemul de axe presiune volum și avantajul fiecărui sistem de reprezentare. Se prezintă apoi o metodă perfecționată de analizare a procesului de lucru al motorului folosind diagrama indicată; se obțin valorile: presiune maximă, presiune medie, randamentul indicat etc. Se arată metoda determinării pierderilor prin pompaj și mecanice precum și analiza unor funcționări nesatisfăcătoare ale motorului.

O bună parte a acestui capitol tratează problema analizei repartiției căldurii și a pierderilor calorice. În acest scop se analizează: modul de determinare al transmisiei de căldură de la gazele fierbinți la perete; modul de determinare al pierderilor termice în diferitele stadii ale procesului de lucru; modul de analiză al randamentului relativ. În continuare, se face o analiză detaliată a dinamicii degajării căldurii.

Capitolul II *Degajarea căldurii și arderea* este redactat de către K. I. Ghenkin.

În acest capitol se analizează problema modului cum se reflectă în diagrama indicată ridicată de pe motor și în curbele de degajare a căldurii rezultate din prelucrarea diagramelor, arderea în motorul cu aprindere prin scînteie și factorii care o influențează. De asemenea, se urmăresc procesele de ardere în motorul cu aprindere prin compresiune. În cele din urmă, se analizează comparativ dezvoltarea căldurii în procesul de ardere la cele două tipuri de motoare.

Capitolul III *Bazele teoretice ale studiului dinamicii dezvoltării căldurii* este redactat în principal de academicianul B. S. Stecikin și are drept scop stabilirea unei legături între dinamica dezvoltării căldurii și caracteristicile ciclului analizat. În acest scop se face mai întîi o analiză termodinamică a problemei reprezentării schimbului de căldură, atît pentru evoluții cît și pentru cicluri ideale. În cele din urmă se face o analiză a influenței pe care o are asupra valorii randamentului teoretic al ciclurilor durata finită a arderii în motor.

Capitolul IV *Caracteristica degajării căldurii proceselor de lucru reale* este redactat de K. I. Ghenkin și I. B. Skorodinski. În această parte a lucrării se analizează modul în care se

poate construi curba caracteristică a dezvoltării căldurii la ciclurile reale. Este de remarcat încercarea de a trata cît mai aproape de realitate procesele studiate, în care scop, în calculele în care apar călduri specifice, se face apel la valoarea lor medie ; acelaşi procedeu se aplică pentru a determina valoarea exponentului izentropic.

Capitolul V *Dinamica degajării căldurii şi indicii procesului de lucru* este redactat de K. I. Ghenkin şi prezintă modul în care se pot analiza indicii reali de funcţionare ai motorului pe baza datelor obţinute prin analiza diagramelor indicate.

Capitolul VI *Ridicarea diagramelor indicate la motoarele rapide* este redactat de către V. S. Zolotarevski. În acest capitol se descriu pe larg metodele folosite în laboratorul de motoare al Academiei U.R.S.S., pentru a obţine diagrame indicate cît mai corespunzătoare de pe motoare. Se prezintă aparatele indicatoare stroboscopice, insistîndu-se asupra detaliilor constructive ale captatorului de presiune şi asupra schemelor de montaj. Se analizează condiţiile în care un aparat indicator poate da sensibilitatea maximă. În continuare, se studiază indicatorul cu tub catodic şi cu traductor de presiune bazat pe efectul piezoelectric. Şi acest dispozitiv este cercetat constructiv şi teoretic cu multă atenţie. Se prezintă o serie de aparate construite în U.R.S.S., cum ar fi captatorul de presiune LDK-03. Se prezintă şi se analizează problemele ridicate de înregistrarea fotografică. Se dau indicaţii asupra ridicării diagramelor de pompaj.

Aşa cum rezultă din această succintă prezentare problema analizată este de maximă importanţă pentru inginerul care cercetează din punct de vedere energetic motoarele termice ; monografia de faţă răspunde complet problemei puse fiindcă prezintă bazele teoretice şi metoda practică de a ridica şi de a prelucra diagrama indicată. Cartea este în consecinţă deosebit de utilă şi popularizează experienţa colectivului condus de academicianul Stecikin.

A. C. Vasilescu

ACADEMIA REPUBLICII POPULARE ROMÎNE
INSTITUTUL DE ENERGETICĂ

STUDII ŞI CERCETĂRI DE ENERGETICĂ

Seria B
TERMOENERGETICĂ ŞI UTILIZAREA ENERGETICĂ A COMBUSTIBILILOR

Tomul XII **1962**

INDEX ALFABETIC

Editorial

	Nr.	Pag.
— Din realizările Institutului de energetică al Academiei R.P.R. în 1961 şi sarcinile ce-i revin pentru anul 1962	1	3

Termoenergetică şi termotehnică

ANTONESCU N., COSTEA L. şi ARIEŞEANU C., Unele aspecte privind desfăşurarea procesului de ardere în curent turbionar	1	163
ANTONESCU N., Arderea cu stabilizare periferică în focare tunel	4	415
COSTEA L., Influenţa diametrului ţevilor asupra unor parametrii funcţionali şi economici ai schimbătoarelor de căldură de tipul gaz-lichid	2	177
ÇSERVENY I., Asupra funcţionării ansamblului conductă de transport-turbină, în regimuri de staţionare diferite de cel nominal	3	329
GHIA V. V., SPAHIU I. şi MOLFETTA S., Influenţa numărului de ajutaje tangenţiale asupra coeficientului de debit şi unghiului conului de pulverizare, la injectoarele cu camere de turbionare	1	23
GHIA V. V., SPAHIU I. şi FERCALĂ E., Aspecte privind influenţa viscozităţii combustibilului lichid asupra arderii şi radiaţii flăcării.	3	275
HAIDUC C., Centrale atomoelectrice combinate şi eficacitatea lor termică	4	449
KNORRE GH. F., Perspectivele dezvoltării metodelor de intensificare a proceselor de ardere a combustibililor	1	17
F. MANEA, I. STRATULAT şi MUNTEANU S. D., Studii experimentale asupra injecţiei de combustibil	3	317
NĂSTASE M., Contribuţii la studiul perioadei de întîrziere la autoaprindere în motoarele cu aprindere prin compresiune. Influenţa arhitecturii camerii separate de turbulenţă	1	65
PĂNOIU N., CARABOGDAN I. şi SINGER G., Consideraţii privind arderea ligniţilor din R.P.R. pe grătarul cu împingere răsturnată	2	143
PIMSNER V., VASILESCU C. A. şi SPAHIU I., Studiul influenţei naturii chimice a combustibililor asupra procesului de ardere din turbomotoare	1	37

	Nr.	Pag.
PIMSNER V., Unele aspecte ale similitudinei turbinelor cu gaze	2	131
PIMSNER V., ANTONESCU N., GRECOV D., BIENER M. şi ARIEŞANU C., Asupra stabilităţii flăcărilor deschise la ieşirea din tuburi	4	435
PIMSNER V., Influenţa naturii fluidului de lucru asupra caracteristicii universale a turbinei cu gaze	4	469
RADU CERNEA ADRIAN şi FĂGĂRAŞANU I., Influenţa unor factori funcţionali şi constructivi asupra limitei de sărăcire a amestecului carburant în motoarele cu aprindere prin scînteie	2	209
STOIAN L., O metodă de calcul a comportării la detonaţie a motoarelor cu aprindere prin scînteie	3	289
UNTARU A., POPESCU GH. şi CÎMPEANU, Eficacitatea alimentării mixte la motoarele diesel	3	305
VASILESCU C. A. şi HÎNCU S., Determinarea coeficientului de debit al orificiilor şi canalelor, camerelor de ardere ale motoarelor cu aprindere prin compresiune	1	53
VASILESCU C. A., ŞTEFAN I. şi BARBESCU B., Studiul varierii avansului la declanşarea scînteii electrice în funcţie de depresiune la motoare cu ardere internă	2	193
VASILESCU C. A., Studiul coeficientului de debit al orificiilor camerelor de ardere la motoarele cu aprindere prin compresiune	4	487
VLĂDEA I., Similitudinea hidrodinamică şi termică în studiul experimental al turbinelor cu gaze	1	7

Utilizarea energetică a combustibililor

BĂLAN V., Consideraţii privind influenţa oxizilor metalelor alcalino-pămîntoase şi dolomitei asupra viscozităţii zgurilor unor cenuşi naturale şi sintetice de cărbune	4	497
BLUM I., NISTOR I., BARCA F., COSTEA L., Cocs brichete din cărbuni neaglutinanţi sau slab aglutinanţi prin tratament termochimic. V. Cercetări privind utilizarea cărbunilor bruni şi ligniţilor	1	93
BLUM I., NISTOR I., ŞTEFĂNESCU F., TĂZLĂUNAU V., Cocs brichete din cărbuni neaglutinanţi sau slab aglutinanţi prin tratament termochimic. Nota 6. Variaţia rezistenţei mecanice în funcţie de procesul de liant, durata şi temperatura tratamentului termochimic	2	245
BLUM I., BÎRCĂ GĂLĂŢEANU D., NISTOR I., ARCAN L., Spectrul infraroşu al cărbunilor din Valea Jiului	3	349
BLUM I., SOROCEANU C., BARCA F., BOGDAN GH., NOVAC C., POPESCU M., Studiul însuşirilor de cocsificare a cărbunilor din bazinul Anina şi posibilităţile de utilizare a acestor cărbuni la obţinerea unui cocs de calitate la C.M.R.	3	359
BLUM I., NISTOR I., Relaţii între procesul de cocsificare şi structura fizico-chimică a fluidelor	4	515
BLUM I., NISTOR I., CÎNDEA V., IONESCU C., Desulfurarea cărbunilor neaglutinanţi PALV prin fluidizare cu agent abur-aer	4	529
EPURE I., Reducerea conţinutului de sulf şi cocsul cu adausuri anorganice, prin acţiunea aburului asupra sulfurii de calciu. Cercetări de laborator	1	103
EPURE I., Obţinerea cocsului metalurgic cu conţinut redus de sulf şi rezistenţă mecanică superioară din huile de gaz şi var	3	375
SINGER G., Studiul viscozităţii unor zguri de cărbune	1	81
PĂNOIU N., CARABOGDAN I., SINGER G., Cercetări privind măcinarea lignitului din bazinul Schitu Goleşti în schema de preparare a prafului cu mori ventilator	2	229

Note

	Nr.	Pag.
CSERVENY I., Influența recomprimării intermediare asupra corelației de debit putere la o conductă de transport echipată cu o turbină de trecere . . .	3	385
GHIA V. V., GRECOV D., SPAHIU I. și BIENER M., Instalația experimentală pentru studiul arderii și radiației flăcărilor combustibililor lichizi și gazoși	2	255
PĂNOIU N., CARABOGDAN I., CRĂCIUNEANU C., Cercetări de măcinare a ligniților de Rovinari și Filipești de Pădure cu ajutorul morii ventilator de 4 t.p.h.	3	401
PĂNOIU N., CARABOGDAN I., CRĂCIUNEANU C., Măcinabilitatea cărbunilor din R.P.R.	3	405
SINGER G., BĂLAN V., Influența unor adausuri asupra vîscozității zgurii cărbunilor de Rovinari	3	393
SPAHIU I., Aplicarea funcțiilor dinamice gazelor pentru calculul unui compresor cu jet cu cameră de amestec de secțiune constantă lucrînd în regim subsonic	1	115
VASILESCU C. A., BARBESCU V., Modificări impuse de cifra octanică a combustibilului, sistemului de comandă centrifugală a avansului la declanșarea scînteii electrice	2	261
Recenzii		

АКАДЕМИЯ РУМЫНСКОЙ НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ
ИНСТИТУТ ЭНЕРГЕТИКИ

ТРУДЫ И ИССЛЕДОВАНИЯ ПО ЭНЕРГЕТИКЕ

Серия В

ТЕРМОЭНЕРГЕТИКА И ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТОПЛИВА

Том XII **1962**

АЛФАВИТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

От редакции

	№	Стр.
— Из достижений Института энергетики Академии РНР в 1961 г. и задачи на 1962 год	1	3

Термоэнергетика и термотехника

АНТОНЕСКУ Н., КОСТЯ Л. и АРИЕШАНУ К., Некоторые аспекты развития процесса горения с завихрением	2	163
АНТОНЕСКУ Н., Периферийно-стабильное горение в туннельных топках	4	415
ВАСИЛЕСКУ К. А. и ХЫНКУ С., Определение коэффициента расхода отверстий и каналов камер сжигания двигателей с воспламенением от сжатия	1	53
ВАСИЛЕСКУ К. А., ШТЕФАН И. и БАРБЕСКУ Б., Изучение изменения опережения зажигания в зависимости от разряжения в двигателях внутреннего сгорания	2	193
ВАСИЛЕСКУ К. А., Изучение коэффициента истечения через отверстия камер сгорания в двигателях с зажиганием от сжатия	4	487
ВЛЭДЯ И., Гидродинамическое и термическое подобие в опытном изучении газовых турбин	1	7
ГИЯ В. В., СПАХИУ И. и МОЛФЕТТА С., Влияние количества тангенциальных сопел на коэффициент расхода и угол конуса распыления в форсунках с камерами завихрения	1	23
ГИЯ В. В., СПАХИУ И. и ФЕРКАЛЭ Е., Аспекты влияния вязкости жидкого топлива на горение и излучение пламени	3	275
КНОРРЕ Г. Ф., Перспективы развития методов интенсификации процессов горения топлив	1	17
КОСТЯ Л., Влияние диаметра труб на некоторые функциональные и		

	№	Стр.
экономические параметры теплообменников типа газ-жидкость . .	2	177
МАНЯ К., СТРАТУЛАТ М. и МУНТЯНУ С. Д., Установка для исследования распыления жидкого топлива под переменными давлениями и температурами	3	317
НЭСТАСЕ М., К изучению периода запаздывания самовоспламенения в двигателях с воспламенением от сжатия. Влияние формы раздельной камеры завихрения	1	65
ПИМСНЕР В., ВАСИЛЕСКУ К. А. и СПАХИУ И., Изучение влияния химической природы топлив на процесс горения в турбодвигателях	1	37
ПИМСНЕР В., Некоторые аспекты подобия газовых турбин	2	131
ПИМСНЕР В., АНТОНЕСКУ Н., ГРЕКОВ Д., БИНЕР М. и АРИЕШАНУ К., О стабильности открытого пламени при выходе из трубок (сопел)	4	435
ПИМСНЕР В., Влияние природы рабочей среды на универсальную характеристику газовой турбины	4	469
ПЭНОЮ Н., КАРАБОГДАН И. и ЗИНГЕР Г., Соображения по сжиганию добываемых в РНР лигнитов на колосниковой решетке с переталкивающей качающейся установкой	2	143
РАДУ-ЧЕРНЯ А. и ФЭГЭРЭШАНУ И., Влияние некоторых функциональных и конструктивных факторов на предел обеднения рабочей смеси в двигателях с искровым зажиганием	2	209
СТОЯН Л., Метод расчета поведения двигателей внутреннего сгорания с искровым зажиганием при детонации	3	289
УНТАРУ М., БОБЕСКУ Г. и КЫМПЯНУ В., Эффективность смешанного питания дизельных двигателей	3	305
ХАЙДУК К., Комбинированные атомные электростанции и их термическая эффективность	4	449
ЧЕРВЕНЬ И., О работе „ансамбля" транспортный трубопровод - турбина в стационарных режимах, отличных от номинального . . .	3	329

Энергетическое использование топлива

БЛЮМ И., НИСТОР И., БАРКА ФР. и КОСТЯ Р., Брикетированный кокс, получаемый путем термохимической обработки неспекающихся или слабоспекающихся углей. Сообщение 5	1	93
БЛЮМ И., НИСТОР И., ШТЕФЭНЕСКУ Ф. и ТЭЗЛЭУАНУ В., Брикетированный кокс, получаемый путем термохимической обработки неспекающихся или слабоспекающихся углей. Статья VI	2	245
БЛЮМ И., Инфракрасный спектр каменных углей из бассейна Валя Жиулуй	3	349
БЛЮМ И., СОРОЧАНУ К., БАРКА Ф., БОГДАН Г., НОВАК К. и ПОПЕСКУ М., Изучение коксуемости каменного угля из различных горизонтов бассейна Анина	3	359
БЛЮМ И. и НИСТОР И., Соотношения между процессом коксования и физико-химической структурой каменного угля.	4	515
БЛЮМ И., КЫНДЯ В., НИСТОР И. и ИОНЕСКУ К., Десульфурация неспекающихся углей из Палва в кипящем слое с применением паровоздушного агента	4	529
БЭЛАН В., О влиянии окислов щелочно-земельных металлов и доломита на вязкость шлаков некоторых природных и синтетических угольных зол	4	497
ЕПУРЕ И., Снижение содержания серы в коксе с неорганическими примесями действием пара на сульфид кальция. Лабораторные исследования	1	103
ЕПУРЕ И., Получение металлургического кокса с пониженным содержанием серы и высокой механической прочностью из газоносного каменного угля и извести	3	375

	№	Стр.
ЗИНГЕР Г., Изучение вязкости некоторых угольных шлаков	1	81
ПЭНОЮ Н., КАРАБОГДАН И. и ЗИНГЕР Г., Соображения, касающиеся помола лигнита из бассейна Скиту-Голешти в схеме пылеприготовления с вентиляторными мельницами	2	229

Заметки

ВАСИЛЕСКУ К. А. и БАРБЕСКУ В., Изменения октанового числа горючего в системе центробежного управления опережения зажигания	3	261
ГИЯ В. В., ГРЕКОВ Д., СПАХИУ И. и БИНЕР М., Опытная установка для изучения горения и излучения пламени жидкого и газообразного топлива	2	255
ЗИНГЕР Г. и БЭЛАН В., Влияние некоторых присадок на вязкость шлака угля из Ровинари	3	393
ПЭНОЮ Н., КАРАБОГДАН И. и КРЭЧУНЯНУ К., Исследование размола каменных углей из Ровинари и Филипешти де Пэдуре с помощью мельницы с вентилятором с производительностью в 4 т/час. . .	3	401
ПЭНОЮ Н., КАРАБОГДАН И. и КРЭЧУНЯНУ К., Способность к размалыванию углей РНР	3	405
СПАХИУ И., Применение динамических функций газов для расчета струйных компрессоров с камерой смешения постоянного сечения при работе в подзвуковом режиме	1	115
ЧЕРВЕНЬ И., Влияние промежуточного восстановления давления на соотношение расход-мощность транспортного трубопровода, оснащенного проходной турбиной	3	385
Рецензии		